

Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava

Fakulta strojní

Katedra částí a mechanismů strojů

# **Rekonstrukce rámu kola BMX**

*Reconstruction of a BMX Bicycle Frame*

Student:

Bc. Jan Zouhar

Vedoucí diplomové práce:

doc. Ing. Zdeněk Foltá, Ph.D.

Ostrava: 23. 5. 2010

VŠB - Technická univerzita Ostrava  
Fakulta strojní  
Katedra částí a mechanismů strojů

## Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Jan Zouhar**  
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství  
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství  
Specializace: 40 Konstrukce strojních dílů a skupin  
Téma: **Rekonstrukce rámu kola BMX**  
**Reconstruction of a BMX Bicycle Frame**

Zásady pro vypracování:

1. Proved'te teoretické stanovení zátěžného spektra rámu kola pro standardní zatěžování.
2. Proved'te reálné měření zátěžného spektra při jízdě kola na základě tenzometrického měření napjatosti ve vhodných místech rámu kola.
3. Zhotovte virtuální model MKP stávajícího rámu a ověřte správnost zátěžného spektra na základě srovnání teoretické životnosti kritických míst kola s reálnou poruchovostí stávajícího rámu.
4. Proved'te návrh nového (nebo modifikaci stávajícího) rámu a prověřte pomocí MKP předpokládanou životnost nové konstrukce.
5. Zhotovte výrobní výkres nově navrženého rámu.

Seznam doporučené odborné literatury:

- BOHÁČEK, F. *Části a mechanismy strojů I - Spoje*. Brno: VUT Brno, 1987.  
BOLEK, A. a kol. *Části strojů - svazek I*. Praha: SNTL, 1990.  
NĚMEC, J. a kol. *Pružnost a pevnost ve strojírenství*. Praha: SNTL, 1989.  
ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997.  
ČSN ISO 690 *Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura*. Praha: Český normalizační institut, 1996.  
FARANA, R. aj. *Zpracování závěrečných textů z oblasti automatizace a informatiky*. Včetně anglicko-českého slovníku automatizační techniky a řízení. 1. vyd. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2004.

### Prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího diplomové práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě: .....

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- byl jsem seznámen s tím, že na moji diplomovou práci se plně vztahuje zákon č.121/2000 Sb. – autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a §60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen VŠB - TUO) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou práci užít (§35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že jeden výtisk diplomové práce bude uložen v Ústřední knihovně VŠB - TUO k prezenčnímu nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové práce. Souhlasím, s tím, že údaje o diplomové práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu §12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – diplomovou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: .....

.....

Zouhar Jan  
Vítová 108  
Fryšták

Děkuji doc. Ing. Zdeňku Foltovi, Ph.D. za věcné připomínky a cenné rady poskytnuté při zpracování diplomové práce.

## Obsah

|   |    |
|---|----|
| Použité značení.....  | 9  |
| 1 Úvod.....   | 12 |
| 1.1 Popis současného rámu.....  | 12 |
| 1.2 Důvody rekonstrukce současného rámu.....                                  | 14 |
| 1.3 Cíle práce.....   | 15 |
| 2 Teoretické stanovení zátěžného spektra .....                                | 16 |
| 2.1 Namáhání rámu .....   | 16 |
| 2.1.1 Statické zatížení vlastní hmotností jezdce .....                        | 16 |
| 2.1.2 Statické zatížení s dynamickým koeficientem při dopadu na obě kola..... | 17 |
| 2.1.3 Dynamické zatížení při skoku.....                                       | 18 |
| 3 Reálné měření zátěžného spektra.....  | 21 |
| 3.1 Volba umístění snímačů .....  | 21 |
| 3.2 Propojení tenzometrů .....  | 24 |
| Metodika snímání signálů .....  | 28 |
| 3.3 Cejchování snímačů.....   | 29 |
| 3.4 Měření.....   | 33 |
| 3.5 Vyhodnocení výsledků měření .....   | 34 |
| 3.6 Srovnání teoretického a reálného zátěžného spektra .....                  | 40 |
| 4 Tvorba virtuálního MKP modelu .....   | 42 |
| 4.1.1 Vypočet napjatosti naměřené dle tenzometrů.....                         | 42 |
| 4.1.2 Virtuální model MKP.....  | 44 |
| 4.2 Kontrolovaná místa rámu .....   | 47 |
| 4.3 Životnost kontrolovaného místa.....                                       | 49 |
| 5 Návrh nového rámu.....  | 55 |
| 5.1 Návrh nové konstrukce rámu.....   | 55 |
| 5.2 Životnost kontrolovaného místa.....                                       | 59 |
| 6 Závěr.....  | 60 |
| 7 Použitá literatura .....  | 61 |

|   |                                   |    |
|---|-----------------------------------|----|
| 8 | Použité programové vybavení ..... | 62 |
| 9 | Přílohy .....                     | 63 |

## ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

Zouhar, Jan. Rekonstrukce rámu kola BMX. Ostrava: Katedra částí a mechanismů strojů – 347, Fakulta strojní VŠB- Technická univerzita Ostrava, 2011. 63s. Diplomová práce, vedoucí: Folta, Z.

Diplomová práce se zabývá návrhem rámu kola BMX, jehož konstrukce vychází ze současně používaného rámu. Důvodem rekonstrukce současného rámu je zvýšení jeho životnosti, snížení hmotnosti a zlepšení jízdních vlastností. V úvodu jsou uvedeny možnosti stanovení zatížení teoreticky. Následuje reálné měření zatížení a jeho vyhodnocení. Dále je vytvořen virtuální MKP model stávajícího rámu se zatížením podle naměřených hodnot, jsou vytipována kritická místa na rámu a je proveden výpočet životnosti stávající konstrukce. Na závěr je proveden návrh nového rámu, na kterém je vhodnou konstrukční úpravou zvýšena jeho životnost. Práce je doplněna výrobním výkresem rámu.

## ANNOTATION OF THESIS

Zouhar, J. Reconstruction of a BMX Bicycle Frame. Ostrava: Department of Machine Parts and Mechanisms – 347, VŠB- Technical University of Ostrava, 2011. 63s. Thesis, head: Folta, Z.

This thesis deals with BMX bike frame, whose design is based on the currently used frame. The reason for the reconstruction of the current frame is to increase its service life, reduced weight and improved handling. In the introduction, given the possibility of establishing zátěžného spectrum theory. Followed by real measurement load spectrum and its evaluation. Furthermore, it created a virtual model of the present MKP frame under load measurements are identified and critical points on the frame and the calculation is carried out the life of existing structures. At the conclusion there is a proposal for a new frame, which is an appropriate structural adjustment increased durability. The work is complemented by the production drawing frame.



## Použité značení

|                |  |                  |
|----------------|--|------------------|
| $a$ .....      | osová vzdálenost .....                     | $mm$             |
| $a_d$ .....    | zbrzdění při dopadu .....                  | $m \cdot s^{-2}$ |
| $b$ .....      | osová vzdálenost .....                     | $mm$             |
| $g$ .....      | tíhové zrychlení .....                     | $m \cdot s^{-2}$ |
| $i$ .....      | pořadové číslo .....                       | —                |
| $k_D$ .....    | dynamický koeficient .....                 | —                |
| $l_d$ .....    | brzdná dráha .....                         | $mm$             |
| $m_{Ci}$ ..... | hmotnost při cejchování .....              | $kg$             |
| $m_i$ .....    | převodní konstanta .....                   | —                |
| $m_j$ .....    | hmotnost jezdce .....                      | $kg$             |
| $m_k$ .....    | hmotnost kola .....                        | $kg$             |
| $n$ .....      | počet aktivních tenzometrů .....           | —                |
| $q$ .....      | exponent Wöhlerovy křivky .....            | —                |
| $t$ .....      | čas .....                                  | —                |
| $v_d$ .....    | rychlost při dopadu .....                  | $m \cdot s^{-1}$ |
| $v_o$ .....    | rychlost při odrazu .....                  | $m \cdot s^{-1}$ |
| $w$ .....      | korigovaný exponent Wöhlerovy křivky ..... | —                |
| $x$ .....      | poloha těžiště .....                       | $mm$             |
| $BB$ .....     | výška středu od os kol .....               | $mm$             |
| $CS$ .....     | délka zadní stavby rámu .....              | $mm$             |
| $D$ .....      | stupeň poškození součásti .....            | —                |
| $D_c$ .....    | stupeň poškození součásti ze spektra ..... | —                |
| $DT$ .....     | spodní rámová trubka .....                 | —                |
| $E$ .....      | modul pružnosti oceli v tahu .....         | $MPa$            |
| $F_c$ .....    | celková síla při odrazu .....              | $N$              |
| $F_{Ci}$ ..... | síla působící kolo při cejchování .....    | $N$              |

|                 |   |            |
|-----------------|---|------------|
| $F_d$ .....     | síla při dopadu .....                           | $N$        |
| $F_R$ .....     | síla v představci .....                         | $N$        |
| $F_p$ .....     | síla působící na přední kolo .....              | $N$        |
| $F_o$ .....     | síla při odrazu .....                           | $N$        |
| $F_z$ .....     | síla působící na zadní kolo .....               | $N$        |
| $G_s$ .....     | tíhové zatížení rámu od jezdce a kola .....     | $N$        |
| $H_d$ .....     | maximální výška skoku .....                     | $mm$       |
| $H_{max}$ ....  | maximální výška skoku od odrazu.....            | $mm$       |
| $HTA$ .....     | úhel hlavové trubky .....                       | $^{\circ}$ |
| $L_s$ .....     | délka rampy .....                               | $mm$       |
| $N_{lim}$ ..... | počet cyklů na mezi únavy .....                 | —          |
| $R$ .....       | poloměr .....                                   | $mm$       |
| $R_s$ .....     | síla působící ve středu rámu .....              | $N$        |
| $STA$ .....     | úhel sedlové trubky .....                       | $^{\circ}$ |
| $ST$ .....      | délka sedlové trubky .....                      | $mm$       |
| $SS$ .....      | horní trubka zadní stavby .....                 | —          |
| $U_{Ki}$ .....  | napětí .....                                    | $V$        |
| $V_d$ .....     | výška dopadu rampy .....                        | $mm$       |
| $V_o$ .....     | výška odrazu rampy .....                        | $mm$       |
| $X_d$ .....     | délka skoku od odrazu rampy .....               | $mm$       |
| $Y_d$ .....     | délka skoku od odrazu rampy .....               | $mm$       |
| $TT$ .....      | délka horní rámové trubky .....                 | $mm$       |
| $T_{iD}$ .....  | tenzometr na dolní části zadní stavby .....     | —          |
| $T_{iH}$ .....  | tenzometr na horní části zadní stavby .....     | —          |
| $T_{iP}$ .....  | tenzometr na přední straně trubky vidlice ..... | —          |
| $T_{iZ}$ .....  | tenzometr na zadní straně trubky vidlice .....  | —          |

$\omega_d$  ..... úhel dopadu rampy ..... °  
 $\omega_o$  ..... úhel odrazu rampy ..... °  
 $\sigma_{c,s}$  ..... mez únavy ..... *MPa*  
 $\sigma_i$  ..... napjatost ..... *MPa*

# 1 Úvod

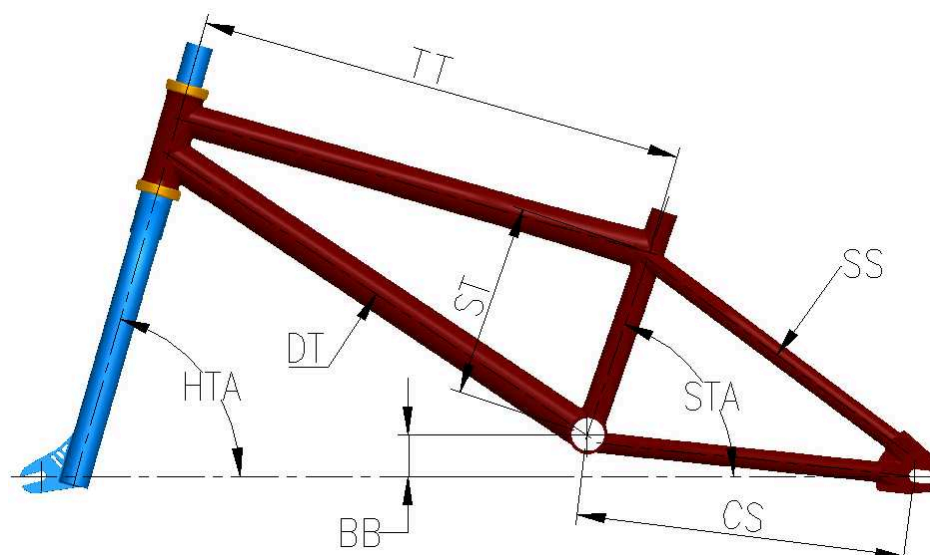
Tato práce se zabývá návrhem rámu kola BMX, který bude vycházet ze současně používaného bmx rámu od německého výrobce We The People. Tento rám nese modelové označení Addict z roku 2006. Jedním z hlavních cílů práce je zjistit kritická místa na rámu a vhodnou konstrukční úpravou zvýšit životnost rámu. Dále se také pokusit snížit hmotnost rámu a upravit jeho geometrii.



*Obr. 1.1 BMX kolo postavené na rámu WTP Addict*

## 1.1 Popis současného rámu

V tabulce 1.1 je uvedena geometrie současného rámu. Každý rám je popsán základními úhly a mírami, které mají vliv, jak na jízdní vlastnosti kola (obr. 1.2), tak na pevnostní resp. napjatostní poměry.



Obr. 1.2 Geometrie rámu kola

Tab. 1.1 Délky a úhly rámu WTP Addict

|                       |        |
|-----------------------|--------|
| <b><i>TT</i></b> [mm] | 520,7  |
| <b><i>CS</i></b> [mm] | 349,25 |
| <b><i>HTA</i></b> [°] | 74     |
| <b><i>STA</i></b> [°] | 71     |
| <b><i>BB</i></b> [mm] | 44     |
| <b><i>ST</i></b> [mm] | 205    |

Rám WTP má v současné době řadu nevýhod, které jsou způsobené hlavně i tím, že rám je zastaralý. V tab. 1.2 jsou uvedeny rozměry použitých ocelových kruhových profilů rámu.

Tab. 1.2 Rozměry kruhových profilů rámu WTP Addict

| <b><i>TT</i></b> [mm] | <b><i>DT</i></b> [mm] | <b><i>SS</i></b> [mm] | <b><i>CS</i></b> [mm] | <b><i>ST</i></b> [mm] | <b><i>materiál</i></b> | <b><i>hmotnost</i></b> [kg] |
|-----------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|------------------------|-----------------------------|
| Ø35x1,1               | Ø38x1                 | Ø22x1,6               | Ø22x2,2               | Ø28,6x1,4             | 11370                  | 2,85                        |

## 1.2 Důvody rekonstrukce současného rámu

### a) Zvýšení životnosti současného rámu

Cílem je najít kritická místa na rámu. Na návrhu nového rámu je pokud možno upravit vhodnou konstrukční úpravou, snížit riziko vzniku únavových trhlin (obr. 1.3) a zvýšit tak životnost.



*Obr. 1.3 Únavová trhlina na rámu horského kola*

### b) Snížení hmotnosti rámu

Hmotnost současného rámu je  $2,85 [kg]$ , což je v současné době poměrně vysoká hmotnost. U dnešních moderních rámu se hmotnost pohybuje běžně v rozmezí  $2,2 \div 2,5 [kg]$ . Nižší hmotnost přispívá ke zlepšení ovladatelnosti kola.

### c) Geometrie rámu

Současný rám je poměrně „krátký“ a nestabilní ve vyšších rychlostech, což bude odstraněno u nového rámu prodloužením horní rámové trubky TT (obr. 1.2).



#### d) Vhodnější umístění zadní brzdy

Brzda se nachází ve spodní části rámu poměrně blízko řetězu, a pokud je řetěz volnější, tak dochází k jejich kontaktu. Dále jsou ve špatné poloze přivařeny brzdové čepy. Pokud je osa zadního kola na začátku patek zadní stavby rámu, tak brzdové špalíky jsou téměř na konci drážky brzdových čelistí (obr. 1.4).



Obr. 1.4 Umístění zadní brzdy na rámu

Cílem práce je tedy pokusit se odstranit všechny tyto nedostatky.

### 1.3 Cíle práce

Postup řešení práce se bude řídit dle následujících cílů:

1. Teoretické stanovení zátěžného spektra rámu kola.
2. Reálné měření zátěžného spektra při jízdě kola a jeho vyhodnocení.
3. Zhotovení virtuálního modelu MKP stávajícího rámu a ověření jeho správnosti.
4. Provést odhad životnosti vytipovaného kritického místa.
5. Provést návrh nového rámu podle bodů z kapitoly 1.2 a prověřit pomocí MKP předpokládanou životnost nové konstrukce.
6. Zhotovení výrobního výkresu nově navrženého rámu.

## 2 Teoretické stanovení zátěžného spektra

Pro dimenzování, pevnostní kontrolu a určení předpokládané životnosti jak současného, tak rámu nové konstrukce bylo důležité stanovit zátěžné spektrum, které na rám působí během jízdy. Toto zatížení jsem stanovil nejprve teoreticky.

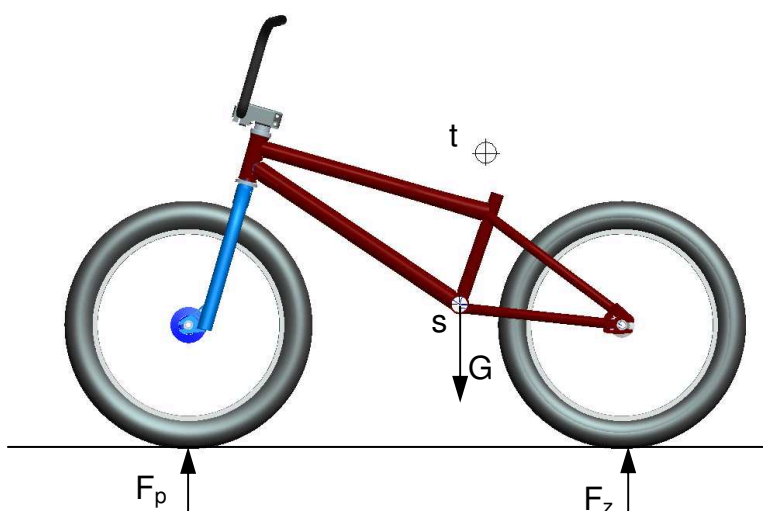
### 2.1 Namáhání rámu

Na kolo působí během jízdy celá řada zatížení, která jsou způsobena různými vlivy. Jízdni kolo je zatěžováno vlastní hmotností jezdce, dynamickými silami způsobených při odrazech a po dopadech skoků nebo při nájezdu na překážku různých tvarů atd. Jednotlivá zatížení nakonec většinou působí v nejrůznějších kombinacích, které lze teoreticky velmi obtížně zjistit. Síly při brzdění zde nejsou kritickým zatížením, protože bmx kola jsou vybaveny většinou pouze zadní brzdou a ta se vyznačuje poměrně malou účinností.

#### 2.1.1 Statické zatížení vlastní hmotností jezdce

Při statickém zatížení může být uvažováno, že na kolo působí pouze jeho vlastní hmotnost a hmotnost jezdce. Tento stav při skutečné jízdě ovšem nastane pouze tehdy, pokud se jede konstantní rychlostí po dokonale rovném povrchu za předpokladu, že jezdec pojede vklidu – bez šlapání a jiných pohybů. Ale i toto zatížení může být různé, vzhledem k poloze jezdce, která může být různá a současně je tak různá i poloha těžiště (obr. 2.1). Zde jsem uvažoval, že celé zatížení je soustředěno do bodu rámu  $s$ .

Tento stav není moc významný z hlediska zatížení a může sloužit k odhadu skutečného zatížení při jízdě pomocí dynamických součinitelů.



Obr. 2.1 Poloha těžiště



### 2.1.2 Statické zatížení s dynamickým koeficientem při dopadu na obě kola

Jak se ukázalo při následujícím měření, je problém s rozložením sil do bodu rámu  $s$  a do řídítek. V tomto případě jsem předpokládal, že celá část zatížení bude působit do bodu rámu  $s$  a směr tohoto zatížení je kolmý k terénu. Dynamický koeficient zde bývá často volen  $k_D = 3 [-]$ , např. viz literatura [4] nebo [5]. Pokud tedy bude uvažováno zatížení pouze do bodu rámu  $s$ , hmotnost jezdce  $m_j = 85 [kg]$ , hmotnost kola  $m_k = 13 [kg]$  a geometrie kola podle obr. 2.2, pak budou síly působící na přední  $F_p$  a zadní kolo  $F_z$  následující:

$$G_S = (m_j + m_k) \cdot g \cdot k_D = (85 + 13) \cdot 10 \cdot 3 = 2160 [N] \quad (2.1)$$

$$\sum M_{ip} = 0$$

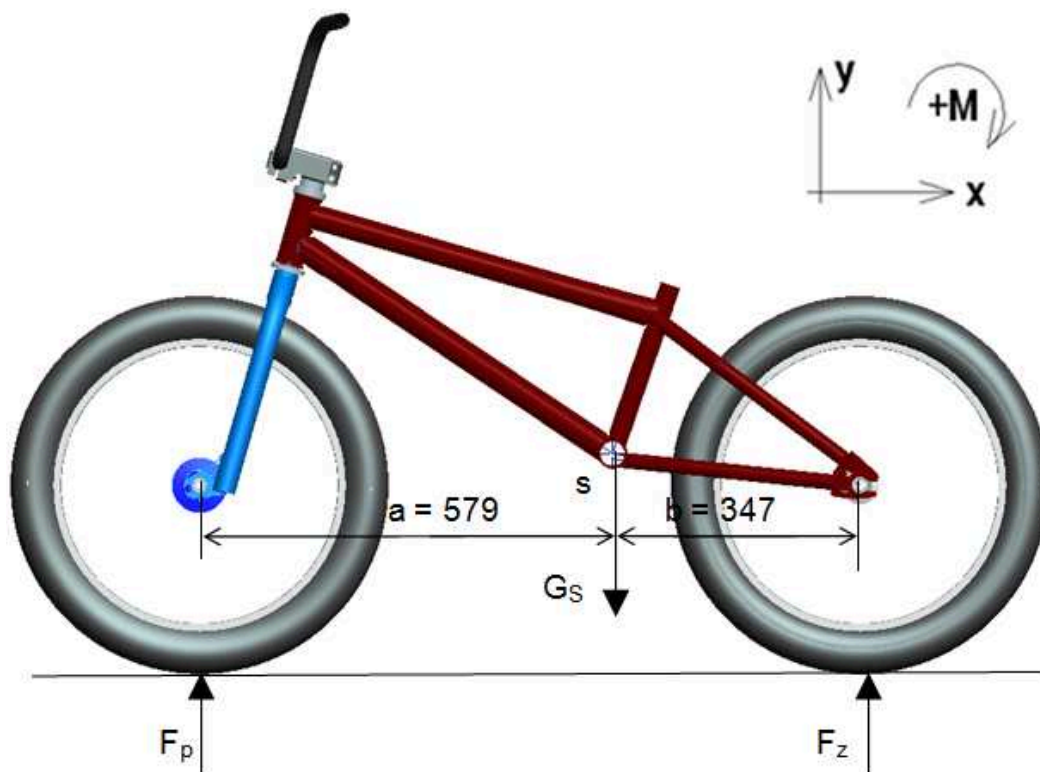
$$G_S \cdot a - F_z \cdot (a + b) = 0 \quad (2.2)$$

$$F_z = \frac{G_S \cdot a}{(a + b)} = \frac{2160 \cdot 579}{(579 + 347)} = 1350,6 [N]$$

$$\sum M_{iz} = 0$$

$$F_p \cdot (a + b) - G_S \cdot b = 0 \quad (2.3)$$

$$F_p = \frac{G_S \cdot b}{(a + b)} = \frac{2160 \cdot 347}{(579 + 347)} = 809,4 [N]$$

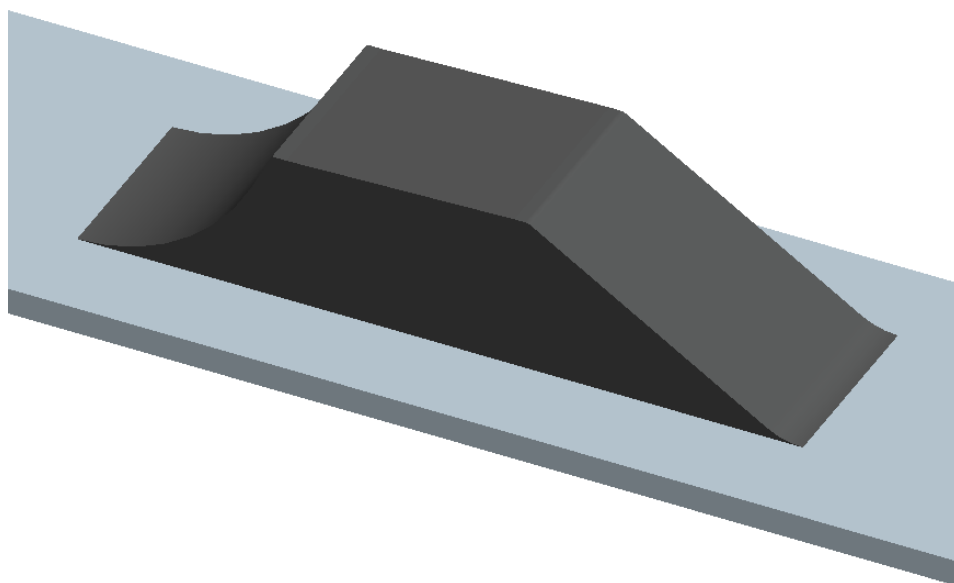


Obr. 2.2 Geometrie kola a rozložení sil

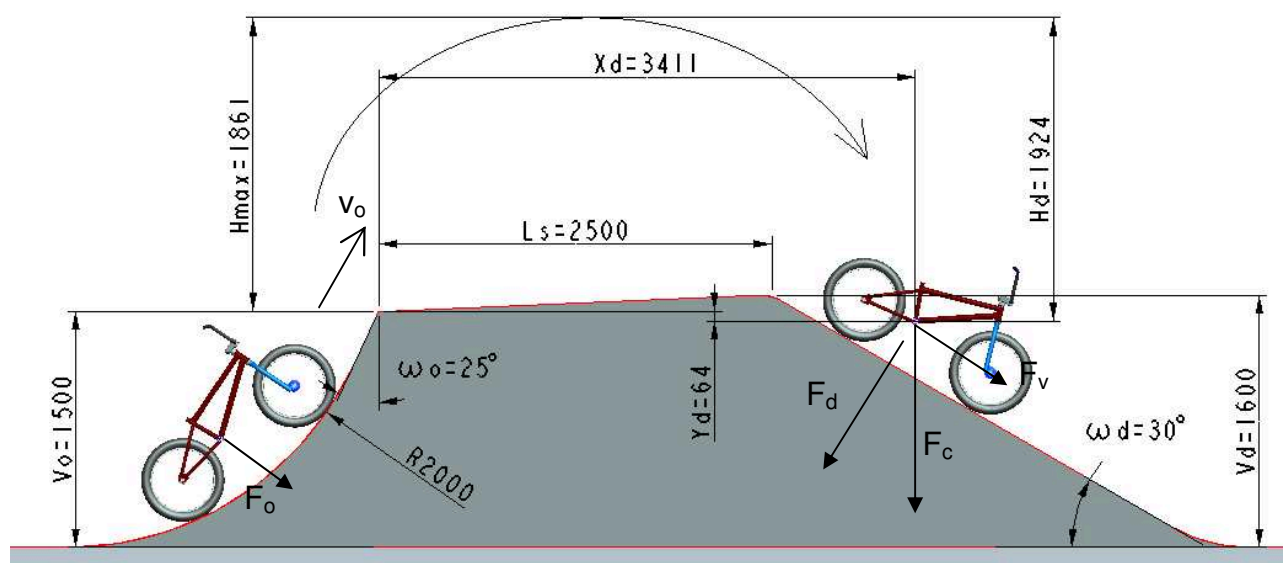
### 2.1.3 Dynamické zatížení při skoku

Dynamické zatížení rámu vzniká převážně při odrazu a po dopadu skoku na rampě. Tento typ zatížení je ve velké míře ovlivněn technikou a stylem jízdy jezdce, a tak se velice těžko dá výpočtetně zjistit. Hlavně rozložení sil, které působí do bodu rámu  $s$  a do řídítek se mění, jak v průběhu odrazu, tak i při dopadu.

Zde bude uvažována rampa, která je na obr. 2.3. Rampa těchto rozměrů se běžně vyskytuje v bikeparcích. Na obr. 2.4 jsou uvedeny důležité rozměry rampy a další parametry skoku, jako odrazová rychlost  $v_o$  a maximální výška skoku  $H_d$ .



Obr. 2.3 Uvažovaný tvar rampy pro skok



Obr. 2.4 Rozměry uvažovaného rampy a parametry skoku

Odrazová rychlost je v průměru  $v_o = 25 [km \cdot h^{-1}] = 7 [m \cdot s^{-1}]$ , tuto rychlost jsem změřil pomocí tachometru. Místo dopadu kola jsem zvolil ze zkušeností při jízdách.

Je zřejmé, že při odrazu bude kolo zatíženo odstředivou silou, protože odraz je kruhového tvaru. Zatížení jsem volil s ohledem na zjednodušení situace do bodu rámu  $s$  (obr. 2.2).

Síla při odrazu:

$$F_o = \frac{(m_j + m_k) \cdot v_o^2}{R} = \frac{(85 + 13) \cdot 7^2}{2} = 2401 [N] \quad (2.4)$$

kde

$m_j$  ....je hmotnost jezdce  $[kg]$ ,

$m_k$  ...je hmotnost kola  $[kg]$ ,

$v_o$  ....je odrazová rychlost  $[m \cdot s^{-1}]$ ,

$R$  .....je poloměr radiusu odrazu  $[m]$ .

Síly působící na přední kolo  $F_{po}$  a zadní kolo  $F_{zo}$  při odrazu jsem určil z geometrie kola (obr. 2.2). Síla působící na přední kolo při odrazu:

$$F_{zo} = \frac{F_o \cdot a}{(a + b)} = \frac{2401 \cdot 579}{(579 + 347)} = 1500,3 [N] \quad (2.5)$$

Síla působící na zadní kolo při odrazu:

$$F_{po} = \frac{F_o \cdot b}{(a + b)} = \frac{2401 \cdot 347}{(579 + 347)} = 899,7 [N] \quad (2.6)$$

Při výpočtu sil při dopadu jsem předpokládal dopad na obě kola a rozložení zatížení opět pouze do bodu rámu  $s$ . Celková síla při dopadu:

$$F_c = (m_j + m_k) \cdot a_d = (85 + 13) \cdot 46,2 = 4528 [N] \quad (2.7)$$

kde

$m_j$  ....je hmotnost jezdce  $[kg]$ ,

$m_k$  ...je hmotnost kola  $[kg]$ ,

$a_d$  ....je zbrzdění při dopadu  $[m \cdot s^{-2}]$ , určeno:

$$a_d = \frac{v_d^2}{l_d} = \frac{4,3^2}{0,4} = 46,2 [m \cdot s^{-2}] \quad (2.8)$$

kde

$l_d$  ...je brzdná dráha [m], odhadnuto z videozáznamu,

$v_d$  ...je rychlost při dopadu, určeno:

$$v_d = \sqrt{H_d \cdot g} = \sqrt{1,9 \cdot 9,81} = 4,3 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}] \quad (2.9)$$

kde

$H_d$  ...je max. výška skoku [m],

$g$  ....je tíhové zrychlení [ $\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$ ].

Výpočet síly zatěžující celé kolo:

$$F_d = F_c \cdot \cos \omega_d = 4528 \cdot \cos 30^\circ = 3921 \text{ [N]} \quad (2.10)$$

Síly působící na přední a zadní kolo při dopadu jsem určil opět dle obr. 2.2:

$$F_{zd} = \frac{F_o \cdot a}{(a + b)} = \frac{3921 \cdot 579}{(579 + 347)} = 2452 \text{ [N]} \quad (2.11)$$

$$F_{pd} = \frac{F_{oo} \cdot b}{(a + b)} = \frac{3921 \cdot 347}{(579 + 347)} = 1469 \text{ [N]} \quad (2.12)$$

Protože stanovení zatížení teoretickým způsobem se ukázalo jako málo spolehlivé z hlediska přesnosti výsledků, bylo tedy provedeno reálné měření zatížení rámu během jízdy pomocí tenzometrie.

### 3 Reálné měření zátěžného spektra

Cílem měření bylo ověření velikosti sil působících na přední a zadní kolo a určení jejich převládajících směrů. Na základě těchto informací pak byla upřesněna jak metodika vyhodnocení spektra, tak jeho aplikace pro predikci životnosti rámu.

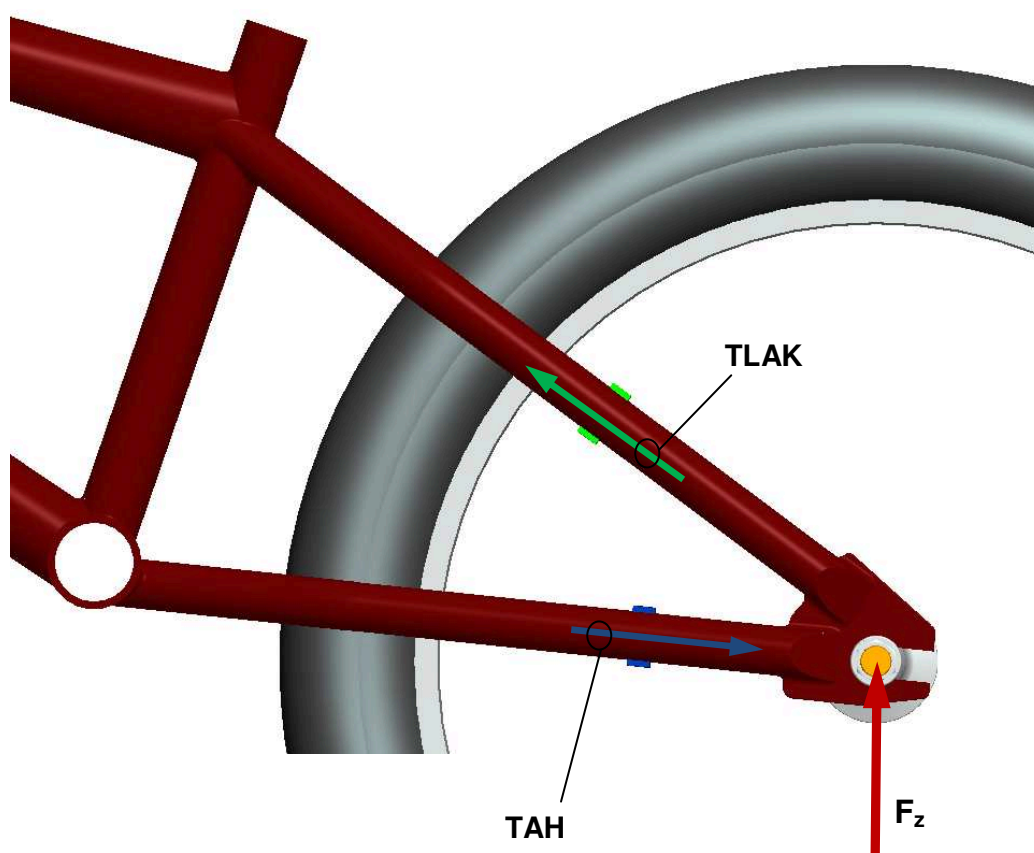
#### 3.1 Volba umístění snímačů

Snímače bylo nutné umístit do těch míst rámu, kde je známý předpokládaný způsob zatěžování během jízdy. Zvolil jsem umístění na zadní stavbu rámu a na vidlici.

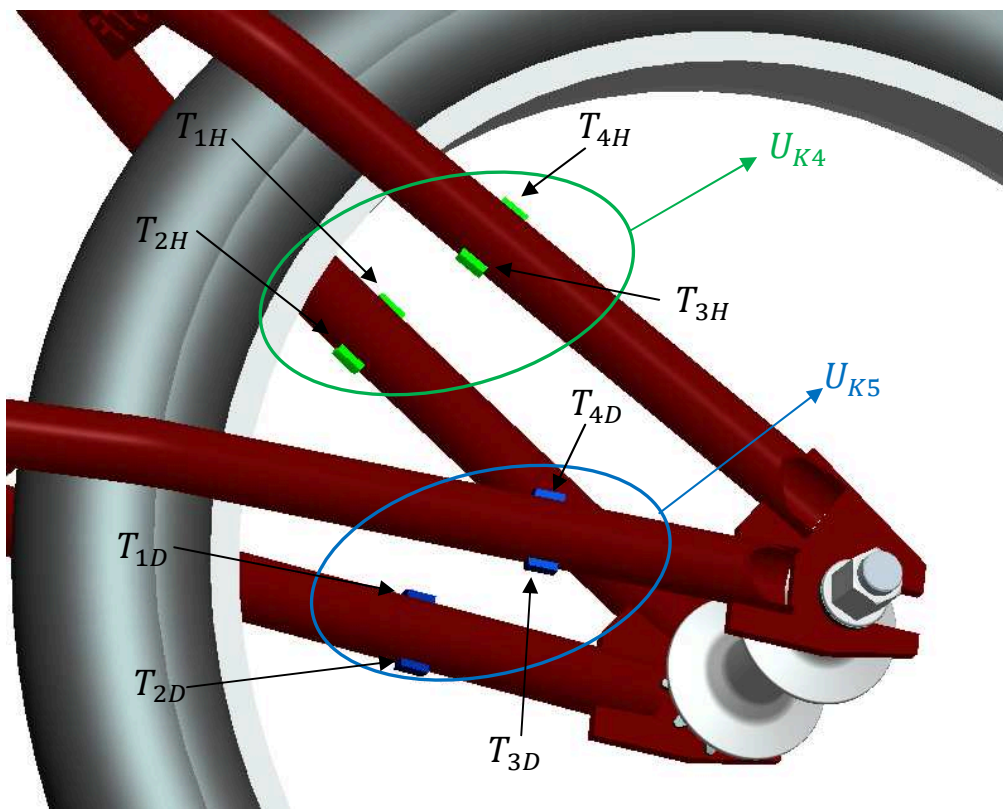
Na zadní stavbě byly tenzometry instalovány na trubky v místech označení na obr. 3.2. Síla  $F_z$  se rozkládá do dvou směrů uvedených na obr. 3.1. Ze silového rozboru je možno ověřit jak její velikost, tak její směr.

Síla v přední vidlici byla snímána tenzometry umístěnými na přední a zadní ploše trubky vidlice (obr. 3.4). Síla  $F_p$  se zde rozkládá na osovou sílu v trubce vidlice a na ohybový moment (obr. 3.3). Ze záznamu samostatně měřených tenzometrů na přední a zadní části trubky je možno opět stanovit velikost a směr této síly

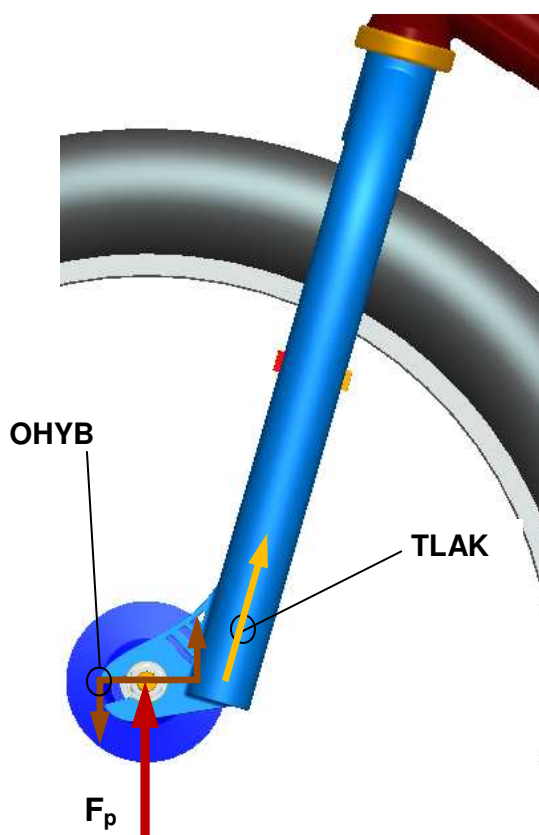
Pro měření byly použity papírové tenzometry, jejichž parametry jsou uvedeny v tabulce 3.1.



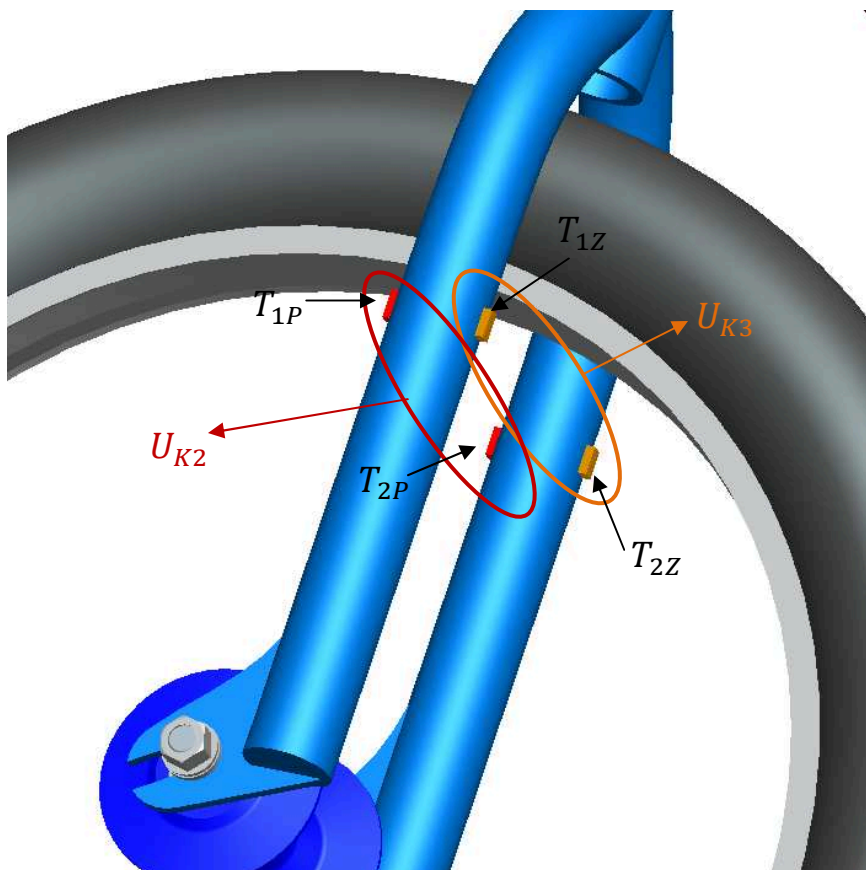
Obr. 3.1 Umístění tenzometrů a rozklad síly na zadní stavbě rámu



Obr. 3.2 Umístění tenzometrů na zadní stavbě



Obr. 3.3 Umístění tenzometrů a rozklad síly na vidlici



Obr. 3.4 Umístění tenzometrů na vidlici

Tab. 3.1 Parametry použitých tenzometrů

| Typ     | Odpor              | Konstanta      | Max. proud | Série         |
|---------|--------------------|----------------|------------|---------------|
| 6JP120A | $120,4 \pm 0,25\%$ | $2,04 \pm 1\%$ | 12 mA      | 8402 – I – 40 |

### 3.2 Propojení tenzometrů

Pro sběr a bezdrátový přenos signálu byla použita měřicí karta National Instruments WLS-9237 Wi-Fi (obr. 3.5). Tato karta obsahuje čtyři kanály tenzometrického vstupu, je tedy možné provádět měření na čtyřech místech současně, což bylo pro tento případ výhodné.



Obr. 3.5 Měřicí karta National Instruments WLS-9237 Wi-Fi

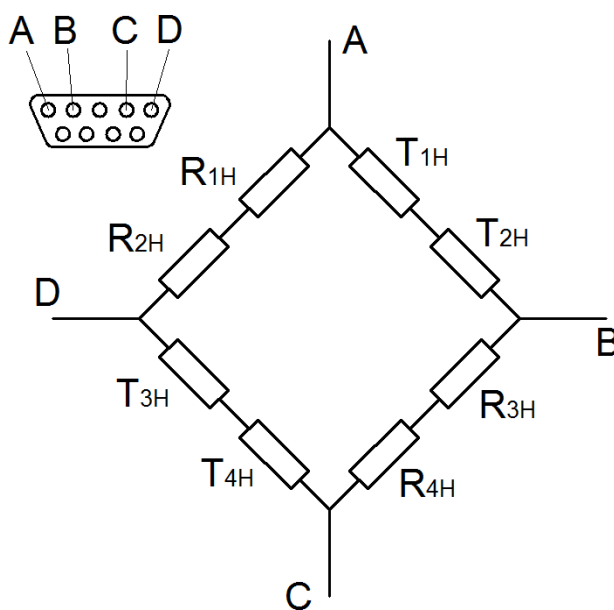
#### Měřené signály

Pro měření byly použity následující signály:

a) Signál 1(kanál  $U_{K4}$ ) - Tlak/ tah v horní trubce zadní stavby SS (dle obr. 1.2).

Všechny čtyři tenzometry na horní trubce SS ( $T_{1H}$  až  $T_{4H}$ ), (obr. 3.2) byly propojeny do Wheatstonova můstku dle obrázku 3.6.

Pozn.:  $T_i$  označuje aktivní tenzometry,  $R_i$  označuje odpory.



Obr. 3.6 Zapojení Wheatstonova můstku na horní části zadní stavby rámu

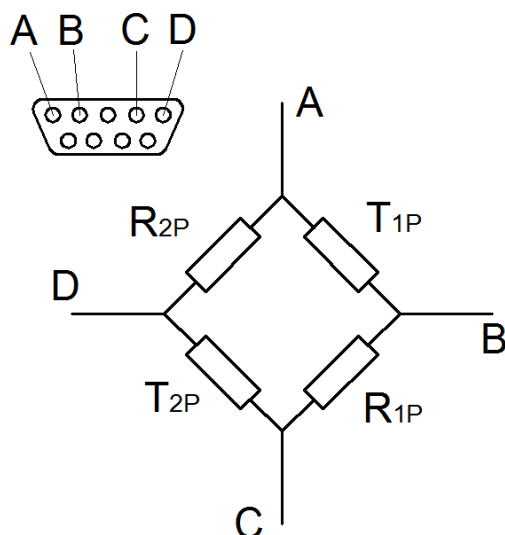


b) Signál 2 (kanál  $U_{K5}$ ) - tlak/ tah v dolní trubce zadní stavby CS (dle obr. 1.2).

Pro tento signál byly propojeny tenzometry  $T_{1D}$  až  $T_{4D}$  stejným způsobem jako u horní trubky CS (obr. 3.6).

c) Signál 3 (kanál  $U_{K2}$ ) - přední tenzometry na trubce vidlice (dle obr. 3.4).

Tenzometry umístěné v přední části trubky vidlice  $T_{1P}$  a  $T_{2P}$  byly zapojeny do můstku dle obrázku 3.7



Obr. 3.7 Zapojení Wheatstonova můstku v přední části vidlice

d) Signál 4 (kanál  $U_{K3}$ ) - zadní tenzometry na trubce vidlice (dle obr. 3.4).

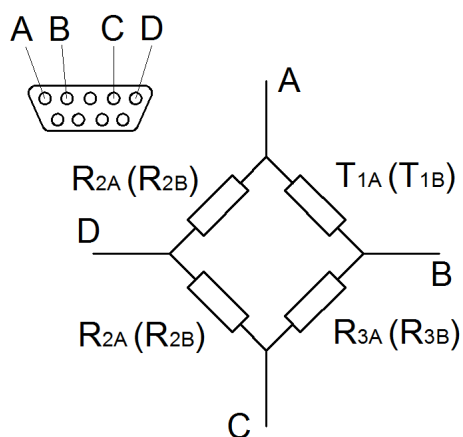
Tenzometry umístěné v zadní části trubky vidlice  $T_{1P}$  a  $T_{2P}$  byly zapojeny stejným způsobem jako tenzometry v přední části (obr. 3.7).

Výslednou hodnotu tlaku/ tahu v trubce vidlice reprezentuje součet signálů z předních a zadních tenzometrů (signál 3 + signál 4). Ohyb byl vyhodnocován jako rozdíl signálu 3 a signálu 4.

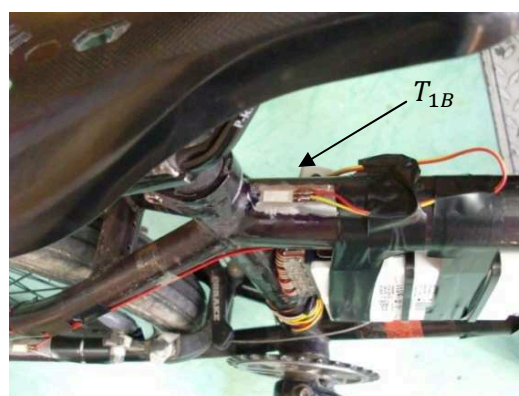
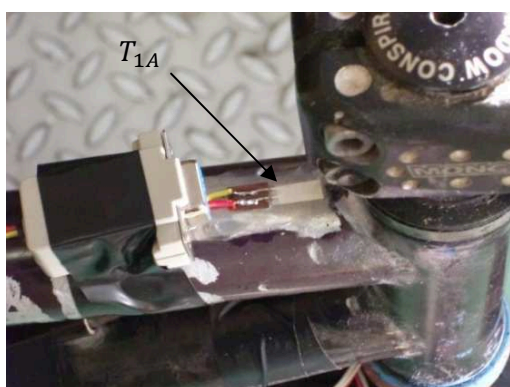
e) Signály 5 a 6 (kanál  $U_{K0}$  a  $U_{K1}$ )

Pro následnou kontrolu MKP byly na horní rámovou trubku TT (dle obr. 1.2) umístěny další dva tenzometry v místech poblíž svarů (obr. 3.9). Tyto tenzometry byly zapojeny samostatně do dvou Wheatstonových můstků podle obr. (3.8).

Na obr. 3.10 je celkový pohled na kolo po instalaci všech kanálů a jejich připojení k měřicí kartě. Na obr. 3.11, 3.12, jsou pak detailní pohledy nalepených tenzometrů.



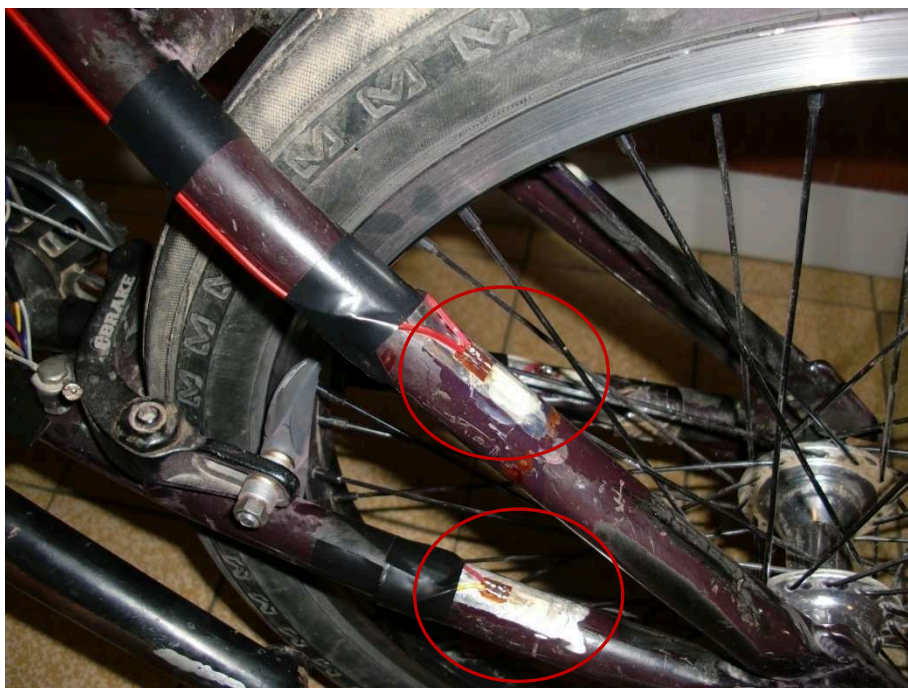
Obr. 3.8 Zapojení Wheatstonova můstku na horní rámové trubce pro kanály  $U_{K0}$  a  $U_{K1}$



Obr. 3.9 Umístění tenzometrů na horní rámové trubce pro kanály  $U_{K0}$  a  $U_{K1}$



Obr. 3.10 Celkový pohled na kolo po instalaci tenzometrů a měřící karty



*Obr. 3.11 Umístění tenzometrů na zadní stavbě*



*Obr. 3.12 Umístění tenzometru na vidlici*

### **Metodika snímání signálů**

Pro měření byla použita tenzometrická měřicí karta typu National Instruments WLS-9237 s Wi-Fi přenosem signálu (obr. 3.5). Karta obsahuje čtyři tenzometrické kanály se synchronním záznamem.

Data byla předávána bezdrátově do měřicího laptopu a zaznamenávána pomocí programu [10]. Vzorkovací frekvence byla 5000 [Hz].

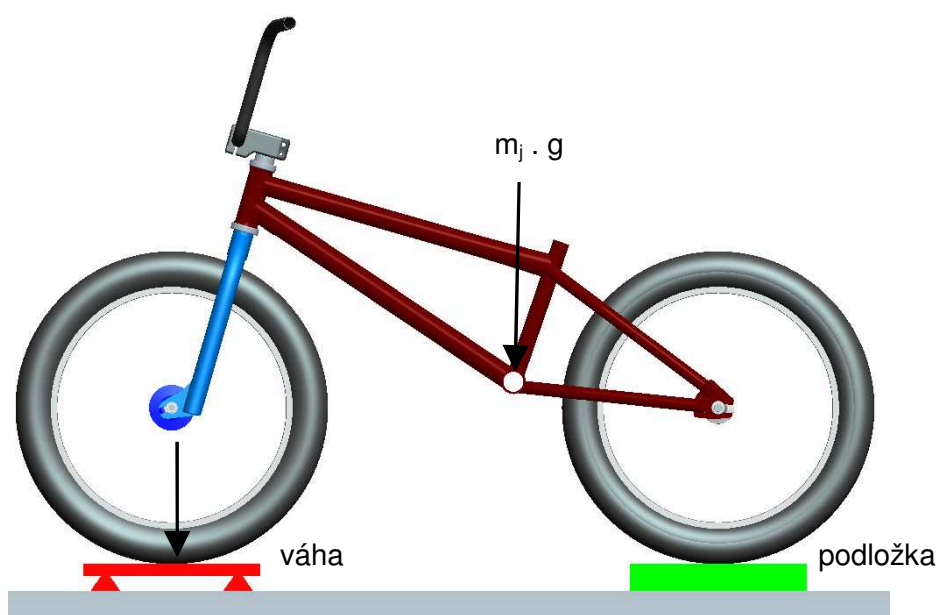
Protože použitá měřicí karta má pouze čtyři kanály, bylo měření prováděno tak, že se nejprve snímaly signály 1 až 4 a bylo provedeno měření v rozsahu 10 jízd. Následně byly místo signálu 3 a 4 zapojeny signály 5 a 6 a byly provedeny totožné opakované jízdy.

### 3.3 Cejchování snímačů

Cejchování tenzometrů bylo provedeno za účelem zjištění signálu, které dávají jednotlivé kanály při známé velikosti a směru zatěžující síly na předním a zadním kole. Kolo bylo zatíženo staticky vlastní hmotností osoby a pomocí váhy, která byla nejprve pod předním kolem (kalibrace  $U_{K2}$  a  $U_{K3}$ ) a poté pod zadním kolem (kalibrace  $U_{K4}$  a  $U_{K5}$ ), byla odečtena naměřená hmotnost, která se přepočítala na zatížení [N]. Současně byly zaznamenány hodnoty signálů na jednotlivých kanálech. Z těchto naměřených hodnot signálu na  $U_{K2}$ ,  $U_{K3}$  (vidlice) a dále  $U_{K4}$ ,  $U_{K5}$  (zadní stavba) pak byly stanoveny konstanty sloužící pro přepočet naměřeného napětí na velikost působící síly a na její směr.

Způsob cejchování:

**a) Vodorovná poloha kola, váha pod předním kolem (obr. 3.13).**



*Obr. 3.13 Vodorovná poloha, váha pod předním kolem*

Odečtené hodnoty signálů z kalibrace na jednotlivých kanálech jsou v tab. 3.2, kde je také pro kontrolu uveden poměr  $U_{K2}/U_{K3}$ , který platí mezi jednotlivými kanály při známém směru zatížení.

Dále je zde uvedena tzv. „převodní konstanta -  $m_i$ “, která udává vztah mezi zatížením, jehož velikost a směr známe a mezi signálem na jednotlivých kanálech. Tohoto vztahu bylo využito pro vyhodnocení naměřených hodnot za jízdy v následující kapitole.



Tab. 3.2 Naměřené hodnoty signálů na kanálech na  $U_{K2}$  a  $U_{K3}$  (vidlice) a převodní konstanty

| poloha kola     | VODOROVNĚ |           |           |
|-----------------|-----------|-----------|-----------|
| i               | 1.        | 2.        | 3.        |
| $m_{Ci}$ [kg]   | 30,7      | 31,3      | 30,4      |
| $F_{Ci}$ [N]    | 301,2     | 307,1     | 298,2     |
| $U_{K2}$ [V]    | -3,22E-05 | -4,20E-05 | -4,09E-05 |
| $U_{K3}$ [V]    | 2,57E-05  | 3,38E-05  | 3,33E-05  |
| $U_{K2}/U_{K3}$ | -1,25     | -1,24     | -1,23     |
| $m_2$           | -7871758  |           |           |
| $m_3$           | 9767388   |           |           |

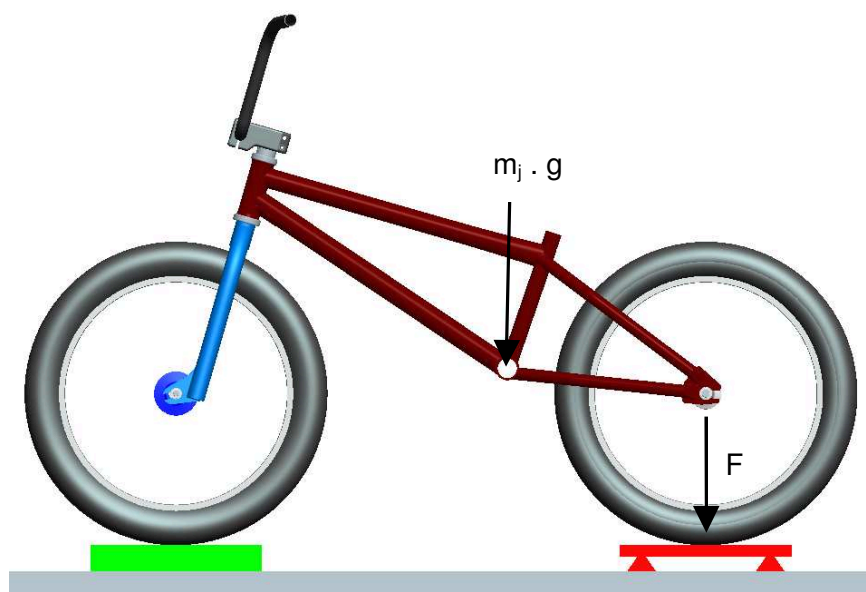
Příklad výpočtu převodní konstanty  $m_2$ :

$$F_{Ci} = m_{Ci} \cdot g \quad (3.1)$$

$$m_2 = \frac{\sum_i F_{Ci}}{\sum_i U_{K2,i}} \quad (3.2)$$

$$m_2 = \frac{\frac{F_{C1} + F_{C2} + F_{C3}}{3}}{\frac{U_{K2,1} + U_{K2,2} + U_{K2,3}}{3}} = \frac{\frac{301,20 + 307,05 + 298,22}{3}}{\frac{-3,22 \cdot 10^{-5} + (-4,20 \cdot 10^{-5}) + (-4,09 \cdot 10^{-5})}{3}} = -7871758$$

b) Vodorovná poloha, váha pod zadním kolem (obr. 3.14)



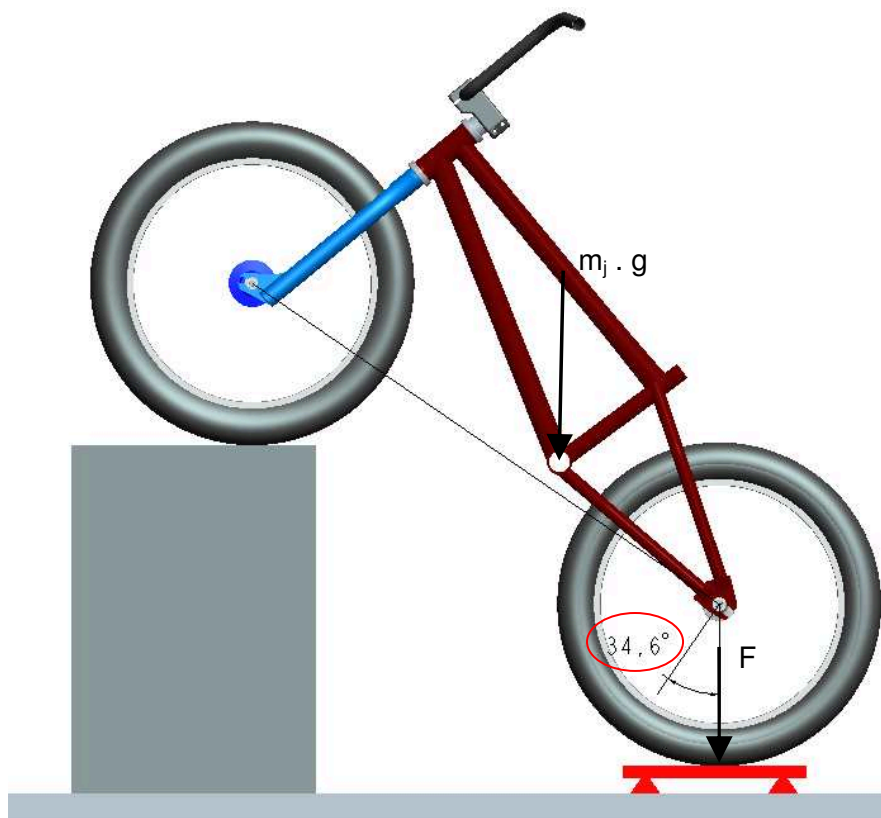
Obr. 3.14 Vodorovná poloha, váha pod zadním kolem

Tab. 3.3 Naměřené hodnoty signálů na kanálech na  $U_{K4}$  a  $U_{K5}$  (zadní stavba rámu) a převodní konstanty

| poloha kola     | VODOROVNĚ |           |           |
|-----------------|-----------|-----------|-----------|
| i               | 1.        | 2.        | 3.        |
| $m_{Ci}$ [kg]   | 42,1      | 39,3      | 40,9      |
| $F_{Ci}$ [N]    | 413,0     | 385,5     | 401,2     |
| $U_{K4}$ [V]    | 1,03E-05  | 8,45E-06  | 8,89E-06  |
| $U_{K5}$ [V]    | -6,95E-06 | -5,13E-06 | -5,46E-06 |
| $U_{K4}/U_{K5}$ | -1,48     | -1,65     | -1,63     |
| $m_4$           | 43438059  |           |           |
| $m_5$           | -68418484 |           |           |

Pro ověření správnosti výpočtu směru působících sil na kola bylo provedeno cejchování ještě v poloze šikmé, postup měření byl stejný jako v předchozích případech.

c) Šikmá poloha kola, váha pod zadním kolem (obr. 3.15).



Obr. 3.15 Šikmá poloha, váha pod zadním kolem

Tab. 3.4 Naměřené hodnoty signálů na  $U_{K4}$  a  $U_{K5}$  (zadní stavba rámu) a převodní konstanty

| poloha kola     | ŠIKMÁ     |            |           |
|-----------------|-----------|------------|-----------|
| i               | 1.        | 2.         | 3.        |
| $m_{Gi}$ [kg]   | 58,0      | 60,3       | 60,4      |
| $F_{Gi}$ [N]    | 569,0     | 591,5      | 592,5     |
| $U_{K4}$ [V]    | 9,70E-06  | 1,01E-05   | 9,84E-06  |
| $U_{K5}$ [V]    | -2,56E-06 | -2,50E-06  | -2,37E-06 |
| $U_{K4}/U_{K5}$ | -3,79     | -4,04      | -4,15     |
| $m_4$           |           | 59159366   |           |
| $m_5$           |           | -236094437 |           |

**d) Šikmá poloha kola, váha pod předním kolem.**

Obrázek není uveden, princip je opět stejný jako v předchozím případě.

Tab. 3.5 Naměřené hodnoty signálů na kanálech na  $U_{K2}$  a  $U_{K3}$  (vidlice) a převodní konstanty

| poloha kola     | ŠIKMÁ     |           |           |
|-----------------|-----------|-----------|-----------|
| i               | 1.        | 2.        | 3.        |
| $m_{Gi}$ [kg]   | 59,0      | 47,0      | 57,0      |
| $F_{Gi}$ [N]    | 578,8     | 461,1     | 559,2     |
| $U_{K2}$ [V]    | 1,61E-05  | 1,50E-05  | 1,65E-05  |
| $U_{K3}$ [V]    | -2,61E-05 | -2,07E-05 | -2,24E-05 |
| $U_{K2}/U_{K3}$ | -0,62     | -0,73     | -0,74     |
| $m_2$           |           | 33581709  |           |
| $m_3$           |           | -23107669 |           |



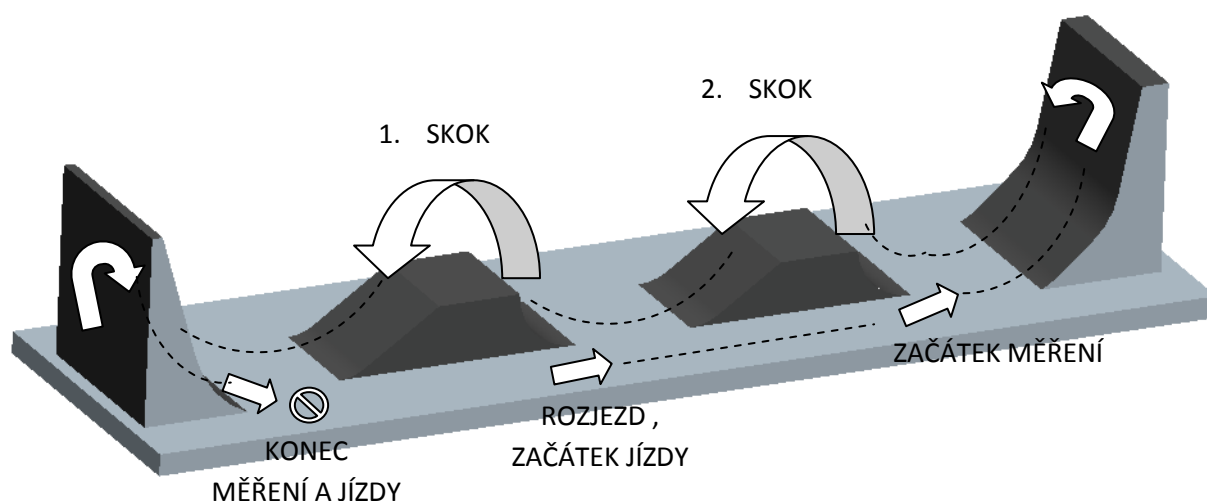
### 3.4 Měření

Samotné měření jsem provedl v Meatfly hale ve Zlíně, která byla ideální pro měření, protože skoky zde nejsou velké, ale je možno snadno provést úmyslně různé nepovedené dopady při skocích při menším ohrožení zdraví jezdce. Provedl jsem celkem 20 měřených jízd na zvolené trase, jejichž charakter byl „tvrdšího rázu“, tedy špatné provedené dopady při skocích, které jsou hlavní příčinou vzniku poruch na rámu kola. Zvolená trasa se skládala z nakloněné roviny, která sloužila k vytáčení a dosažení rychlosti na následující dva skoky, na konci dráhy byla opět nakloněná rovina (obr. 3.17).

Při prvních deseti jízdách byly k měřicí kartě připojeny kanály  $U_{K2}$ ,  $U_{K3}$ ,  $U_{K4}$ ,  $U_{K5}$ , tedy aktivní byly snímače na vidlici a zadní stavbě rámu. V další polovině jízd byly aktivní snímače  $U_{K0}$ ,  $U_{K1}$ ,  $U_{K4}$ ,  $U_{K5}$  (horní rámová trubka a zadní stavba).



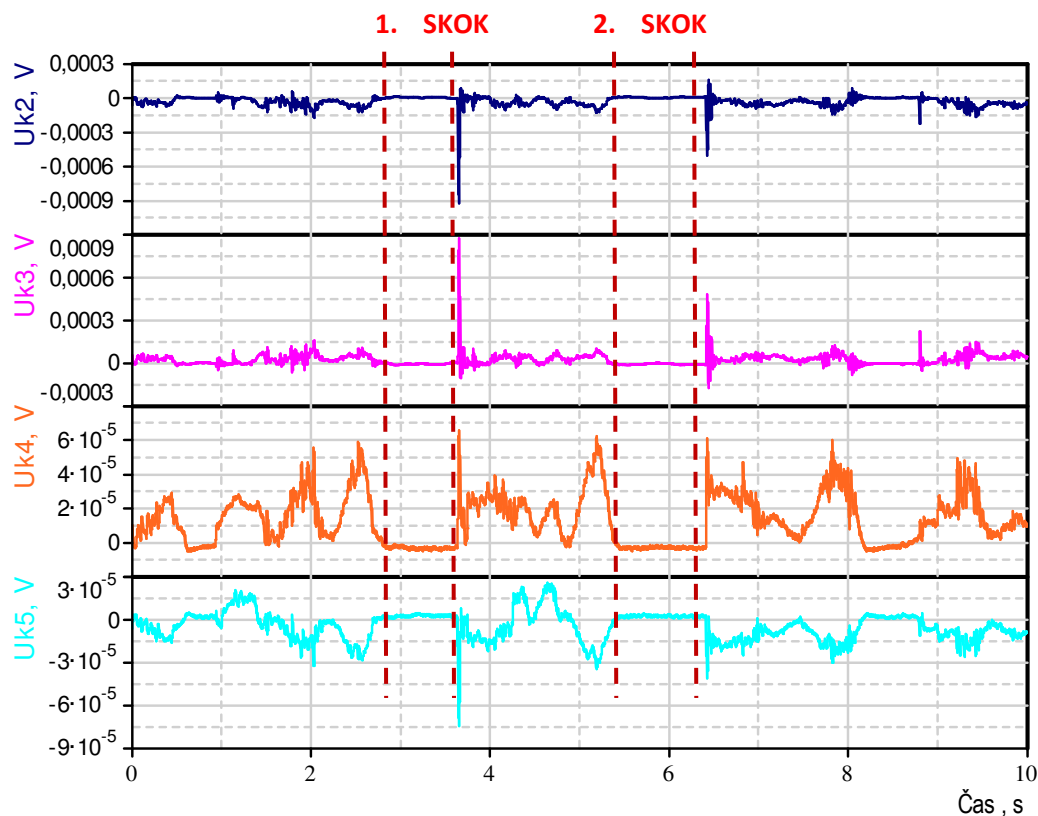
Obr. 3.16 Meatfly hala ve Zlíně



Obr. 3.17 Schéma měřené trasy

### 3.5 Vyhodnocení výsledků měření

Dále bylo nutno vyhodnotit jednotlivé záznamy jízd, tzn. určit velikosti sil a jejich směr, které působily na přední a zadní kolo za jízdy. Záznamy byly vyhodnoceny v programu [13]. Bylo zde využito převodní konstanty  $m_i$  určené cejchováním snímačů (kap. 3.3), která udává přepočít elektrického napětí na sílu působící na přední, resp. zadní kolo.



Obr. 3.18 Záznam z jízdy BMX\_33

Na obr. 3.18 je uveden příklad jednoho ze záznamů jízd, na kterém je patrné nulové zatížení v průběhu letu na 1. a 2. skoku.

Průběhy el. napětí  $U_{K2}$ , resp.  $U_{K3}$  (snímače na vidlici) byly vynásobeny příslušnou převodní konstantou  $m_2$ , resp.  $m_3$  a výsledkem byl průběh sil působící na přední kolo.

Aktuální hodnota  $F_{p2}$ , resp.  $F_{p3}$  tedy bude:

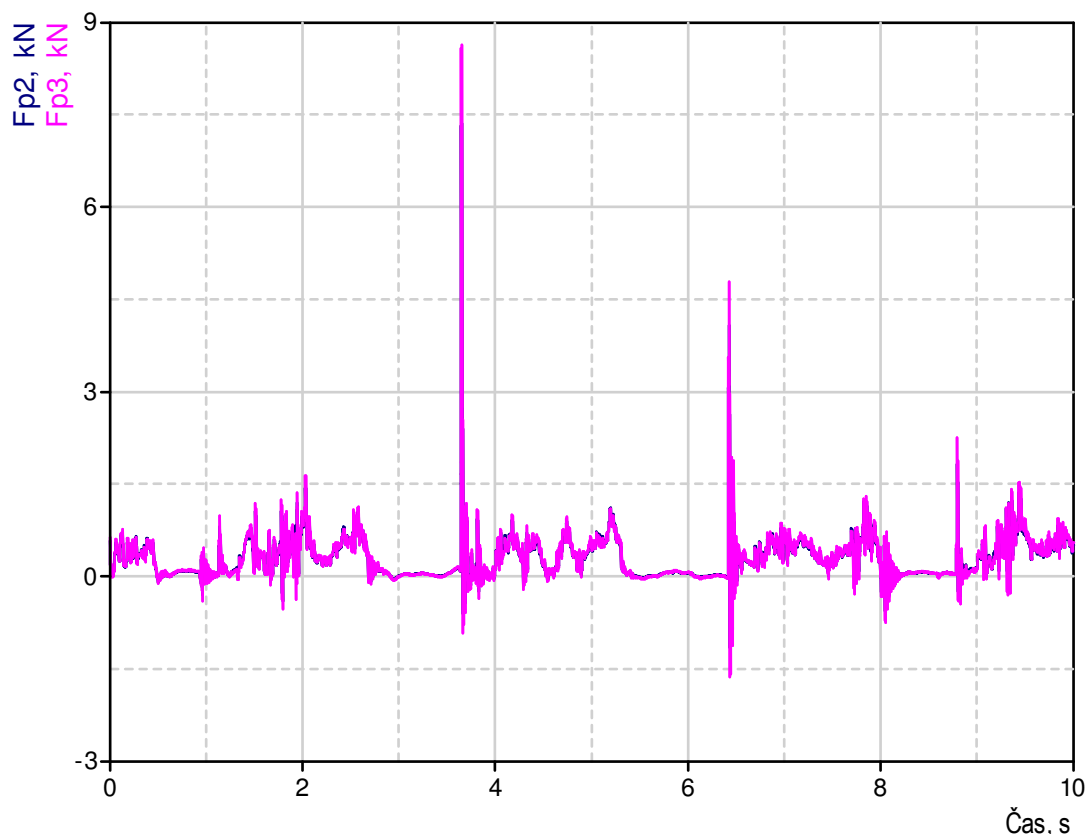
$$F_{p2} = \frac{U_{K2} \cdot m_2}{1000} [kN] \quad (3.2)$$

$$F_{p3} = \frac{U_{K3} \cdot m_3}{1000} [kN] \quad (3.3)$$

kde

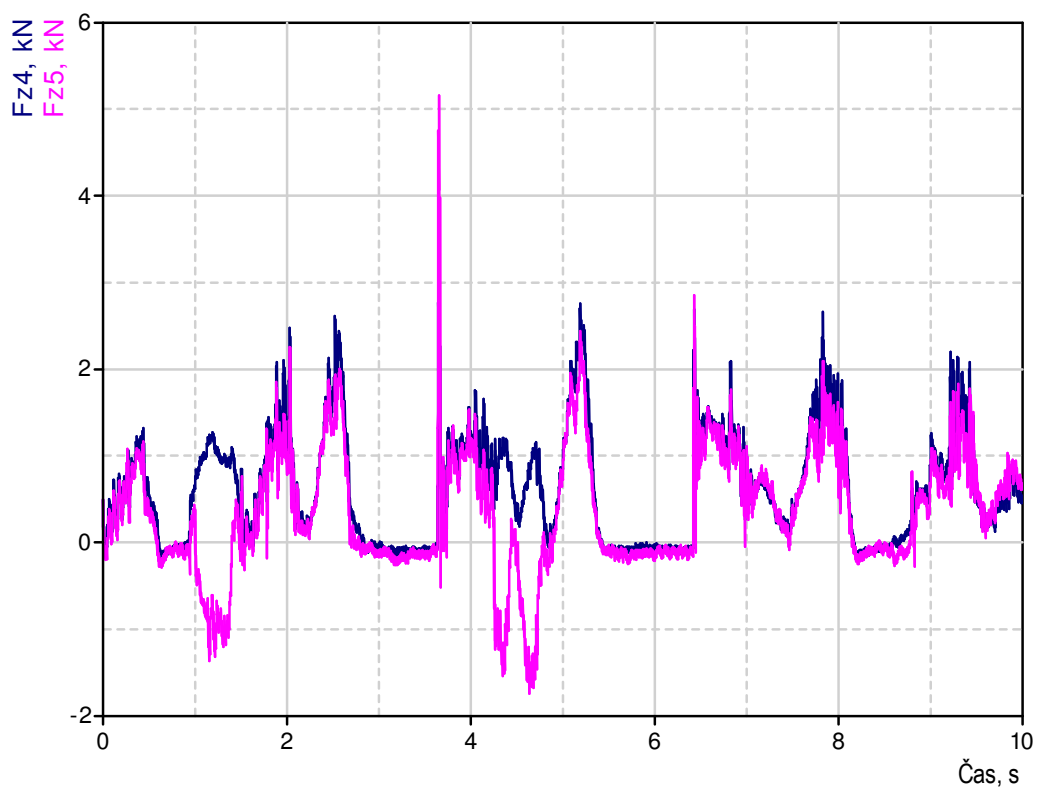
$U_{K2}$ ,  $U_{K3}$  ...je aktuální hodnota el. napětí [V].

Z obr. 3.19 je patrné, že průběhy sil  $F_{p2}$  a  $F_{p3}$  jsou téměř shodné. Z toho vyplývá, že síla působící na přední kolo působí téměř výhradně ve směru kolmém k terénu. Teoreticky by bylo správné použít aritmetický průměr ze sil  $F_{p2}$  a  $F_{p3}$ , ale hodnoty síly  $F_{p3}$  byly v některých místech poněkud větší než  $F_{p2}$ , a proto jsem použil jen  $F_{p3}$ , kterou je rám poněkud více namáhán ( $F_{p3}$  je dále označena jako  $F_p$ ).

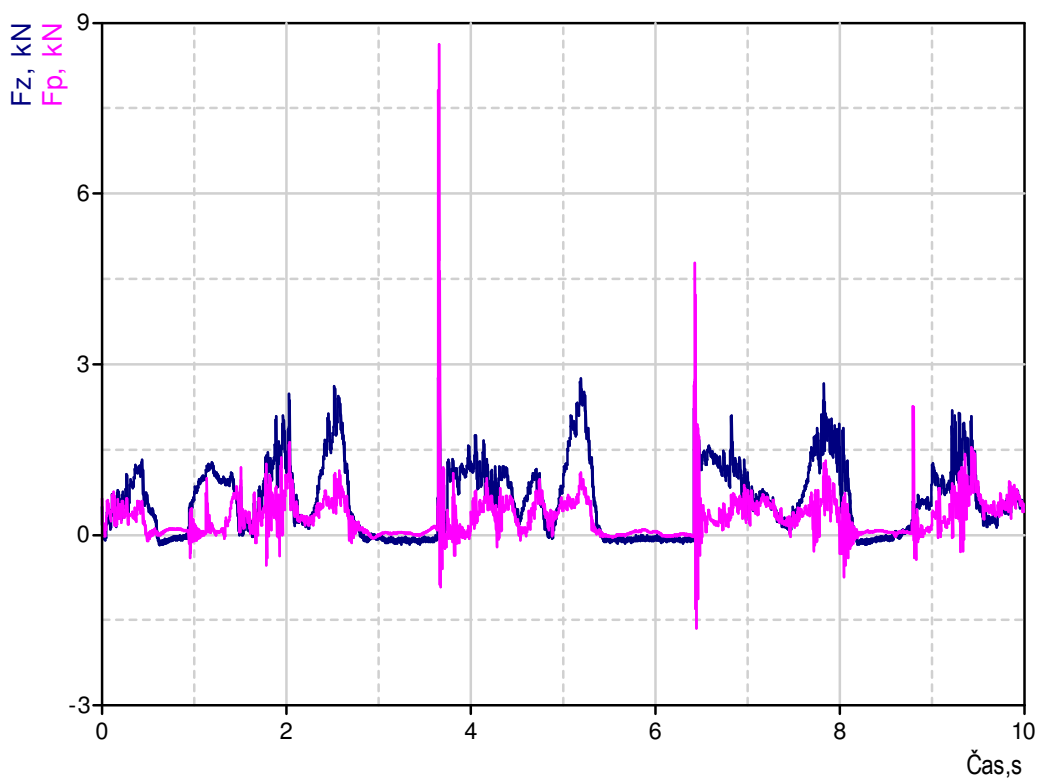


Obr. 3.19 Průběh sil  $F_{p2}$  (dle  $U_{K2}$ ) a  $F_{p3}$  (dle  $U_{K3}$ )

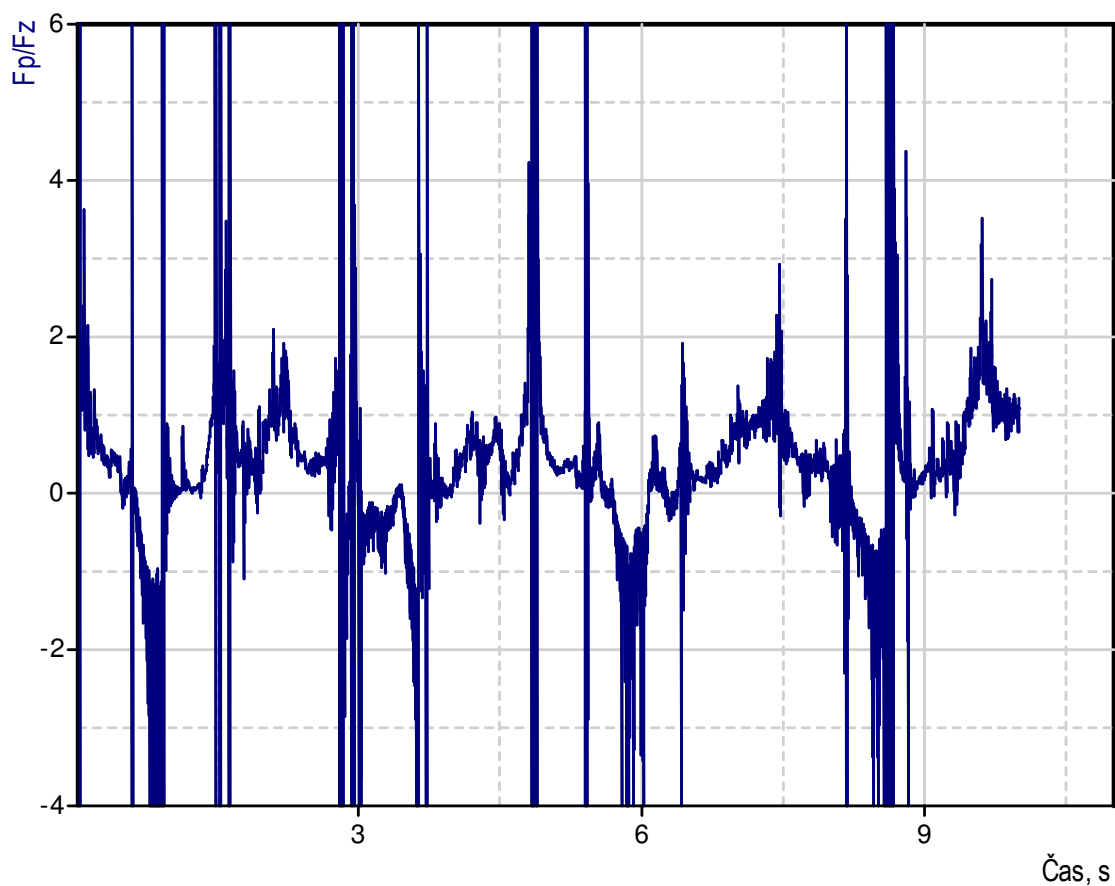
Pro určení síly působící na zadní kolo byl postup opět totožný, průběhy napětí se vynásobily převodní konstantou  $m_4$ , resp.  $m_5$ , z čehož se určily průběhy sil  $F_{z4}$  a  $F_{z5}$ , které byly opět téměř shodné. Z toho vyplývá, že síla působí opět převážně ve směru kolmém k terénu (obr. 3.20). Jako v předchozím případě byla dále uvažována jen  $F_{z4}$  (dále označena jako  $F_z$ ), protože tato síla je vyšší.



Obr. 3.20 Průběh sil  $F_{z4}$  (dle  $U_{K4}$ ) a  $F_{z5}$  (dle  $U_{K5}$ )



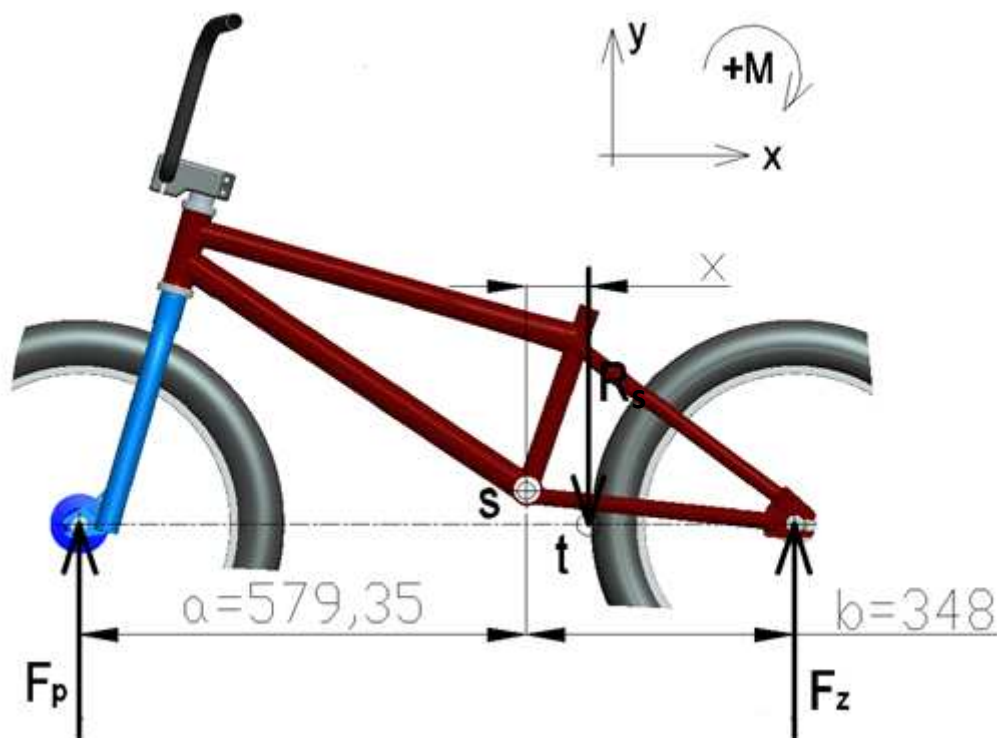
Obr. 3.21 Průběh sil  $F_p$  a  $F_z$  během jízdy



Obr. 3.22 Průběh poměru sil  $F_p$  a  $F_z$  pro určení těžiště

Dalším krokem bylo zjistit rozložení sil na obě kola, respektive určit polohu těžiště cyklisty s kolem.

Podle geometrie rámu vychází poměr vzdáleností  $\frac{b}{a} = 0,6$  (obr. 3.23), pokud tedy bude vycházet poměr přední  $F_p$  a zadní síly  $F_z$  ve stejné hodnotě, pak bude zatížení působit výhradně do bodu rámu  $s$ .



Obr. 3.23 Určení polohy těžiště  $t$

Z průběhu poměru sil  $F_p$  a  $F_z$  (obr. 3.22) je patrné, že během jízdy a skoků se poměr sil výrazně mění. Tato změna je navíc zcela náhodná při opakovaných jízdách. Vzhledem k tomu, že se tento poměr pohybuje po obou stranách poměrné hodnoty, která je asi 0,4, po konzultaci s vedoucím diplomové práce jsem se rozhodl nezahrnovat změnu tohoto poměru do výpočtu spektra a považovat tento poměr za konstantní. Z toho tedy vyplývá, že těžiště  $t$  je posunuto směrem dozadu. Může to být např. způsobeno tím, že přední kolo je nadlehčováno hlavně před odrazem skoku tahem za řídítka.

Následně jsem určil polohu těžiště  $x$  [mm] vůči bodu  $s$ . Do předpokládané polohy těžiště byla zavedena reakce  $R_s$  a z rovnováhy sil byla určena vzdálenost  $x$  [mm] (obr. 3.23).

*Pozn.: při výpočtu polohy těžiště jsem uvažoval hodnoty sil z určitého okamžiku záznamu:*

$$F_p = 486,7 \text{ [N]}, F_z = 1224,4 \text{ [N]}, \frac{F_p}{F_z} = 0,4 [-].$$

$$\sum F_{iy} = 0$$

$$F_p + F_z - R_s = 0 \quad (3.4)$$

$$R_s = F_p + F_z = 486,7 + 1224,4 = 1711,1 \text{ [N]}$$

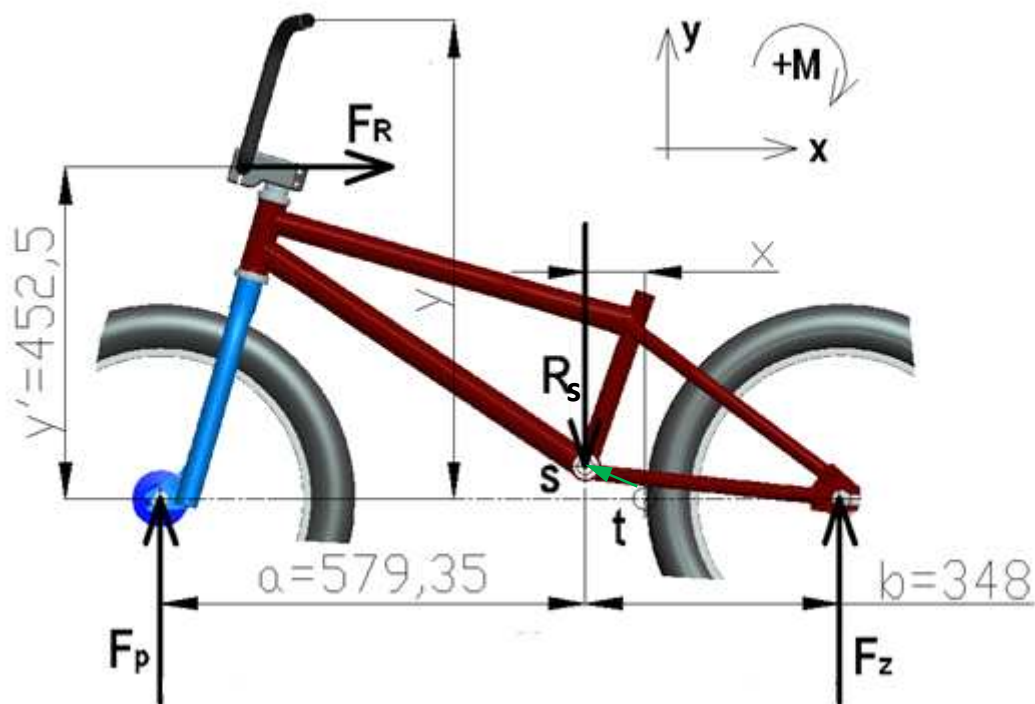
$$\sum M_{is} = 0$$

$$F_p \cdot a + R_s \cdot x - F_z \cdot b = 0 \quad (3.5)$$

$$x = \frac{F_z \cdot b - F_p \cdot a}{R_s} = \frac{1224,4 \cdot 348 - 486,7 \cdot 579,35}{1711,1} = 84,22 \text{ [mm]}$$

Při volbě okrajových podmínek ve virtuálním modelu rámu MKP, byla zadávána síla  $R_s$  a síla  $F_R$ . Tuto sílu jsem určil výpočtem z momentové rovnováhy, když jsem přesunul sílu  $R_s$  z těžiště  $t$  do bodu rámu  $s$  (obr. 3.22).

*Pozn.: při výpočtu  $F_R$  jsem uvažoval moment, který působí na rameni  $y'$ , protože do virtuálního MKP modelu nebudou zahrnuta řídítka - působíště  $F_R$  je tedy v představci.*



Obr. 3.24 Síla  $R_s$  po přesunutí do středu  $s$  zavedení  $F_R$

$$M = R_s \cdot x = 1711,1 \cdot 84,2 = 144108,84 \text{ [mm]} \quad (3.6)$$

$$M = F_R \cdot y' \quad (3.7)$$

$$F_R = \frac{M}{y'} = \frac{144108,84}{452,5} = 318,47 \text{ [N]}$$

### 3.6 Srovnání teoretického a reálného zátěžného spektra

Pokud porovnáme hodnoty sil, které působily na přední  $F_p$  a zadní kolo  $F_z$  určené teoreticky a podle měření, jsou zřejmé značné rozdíly. Důvodem bylo, že při stanovení zatížení teoreticky jsem uvažoval, zatížení pouze do bodu rámu  $s$ . V průběhu jízdy je rám zatížen, jak silou, která působí v bodu rámu  $s$ , tak silou v řídítkách a rozložení těchto sil se neustále mění. V tab. 3.6 je uvedeno srovnání teoretického odhadu sil (dle kapitoly 2.1) a skutečně naměřených sil.

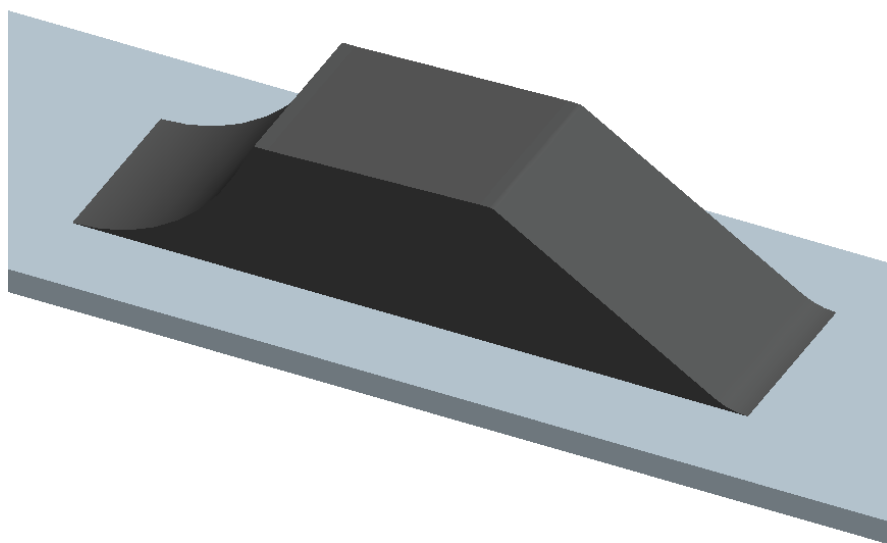
Tab. 3.6 Srovnání sil působících na přední a zadní kolo určené různými způsoby

| způsob určení | výpočet A | výpočet B | reálné měření |
|---------------|-----------|-----------|---------------|
| $F_p$ [N]     | 809       | 1469      | 500 ÷ 1000    |
| $F_z$ [N]     | 1351      | 2452      | 1500 ÷ 1900   |

Výpočet A je statické zatížení s dynamickým koeficientem  $k_D = 3$  při dopadu na obě kola (kap. 2.1.2). Výpočet B je zatížení po dopadu na rampě známých rozměrů (kap. 2.1.3). V posledním sloupci je uveden rozsah sil působících po dopadu skoku na rampě, který byl určen měřením.

Ze srovnání je zřejmé, že odhad sil podle dynamického koeficientu není příliš vzdálen od reálného měření. Odhad z výpočtu B je výrazně vyšší. Důvodem může být nevhodně stanovený součinitel  $H_d$ .

Pozn.: U výpočtu B byl uvažován typ rampy na obr. 3.25. Měřená trasa se skládala ze dvou skoků, jejichž tvar a rozměry jsou podobné, jako rozměry uvažovaného skoku při teoretickém výpočtu (kap. 2.1.3).



Obr. 3.25 Tvar rampy pro skok



Je zřejmé, že teoretický způsob byl pouhý odhad, bylo by zde velmi obtížné a někdy i nemožné zahrnout řadu dalších vlivů, aby výsledek odpovídal realitě. Navíc teoretickým způsobem nebylo možno stanovit zátěžné spektrum, ale jen určité zátěžné stavy. Proto bylo dále také při výpočtu životnosti rámu použito právě zátěžné spektrum stanovené reálným měřením.

## 4 Tvorba virtuálního MKP modelu

Virtuální MKP model byl vytvořen za účelem zjištění kritických míst na rámu současné konstrukce a určení jeho předpokládané životnosti. Na základě znalosti těchto údajů bylo možno navrhnout rám nové konstrukce s vyšší předpokládanou životností.

Virtuální MKP model byl zatížen silami z určitého okamžiku záznamu jízdy. Aby byla ověřena správnost zadání okrajových podmínek, měli by se shodovat hodnoty napjatostí v místech, kde byly instalovány tenzometry, určené jak podle MKP, tak změřených dle tenzometrů.

Následně byly vytipovány dle virtuálního MKP modelu kritická místa na rámu. Uvažováno bylo, že napjatost v kritickém místě je přímo úměrná zatížení, které působí na kola. Z této závislosti bylo vytvořeno zátěžné spektrum. Nakonec byla určena předpokládaná životnost stávající konstrukce rámu.

### 4.1.1 Vypočet napjatosti naměřené dle tenzometrů

Napjatost v místech, kde byly instalovány tenzometry, byla počítána dle el. napětí ve zvoleném okamžiku záznamu jízdy. V tomto případě byl uvažován soubor naměřených dat BMX\_33 pro čas  $t_{BMX\_33} = 7,22$  [s] (v tomto okamžiku byly síly  $F_p$  a  $F_z$  v poměru 0,4). Odečtené el. napětí a vypočtená napjatost je v tab. 4.1. Z tohoto záznamu nebylo možno odečíst napětí na kanálech  $U_{K0}$  a  $U_{K1}$ , protože tyto kanály nebyly aktivní (aktivní byly  $U_{K2}$ ,  $U_{K3}$ ,  $U_{K4}$  a  $U_{K5}$ ). Proto bylo využito záznamu BMX\_44, kdy byly k měřicí kartě připojeny právě kanály  $U_{K0}$ ,  $U_{K1}$  (horní rámová trubka) a  $U_{K4}$ ,  $U_{K5}$  (zadní stavba rámu).

Napjatosti  $\sigma_4$  [MPa] určená dle kanálu  $U_{K4}$ :

$$\sigma_4 = \frac{4 \cdot U_{K4} \cdot E}{n} = \frac{4 \cdot (-2,74 \cdot 10^{-5}) \cdot 2,1 \cdot 10^5}{2} = -11,52 \text{ [MPa]} \quad (4.1)$$

kde

$U_{K4}$  ...je aktuálním el. napětí [V],

$E$  .....je modul pružnosti v tahu oceli [MPa],

$n$  .....je počet aktivních tenzometrů [-].

Tab. 4.1 Napjatosti vypočtené dle el. napětí na kanálech  $U_{K4}$  a  $U_{K5}$

| DATA   | $t_{BMX\_33}$ [s] | $F_z$ [N] | $F_p$ [N] | $U_{K4}$ [V]          | $U_{K5}$ [V]          | $\sigma_4$ [MPa] | $\sigma_5$ [MPa] |
|--------|-------------------|-----------|-----------|-----------------------|-----------------------|------------------|------------------|
| BMX_33 | 7,22              | 1224,4    | 486,7     | $-2,74 \cdot 10^{-5}$ | $-1,94 \cdot 10^{-5}$ | 11,52            | -8,15            |

Dále byla ze souboru naměřených dat BMX\_44 v časovém okamžiku  $t_{BMX\_44} = 7,20$  [s] odečtena naměřená síla působící na zadní kolo a el. napětí na kanálech  $U_{K0}$  a  $U_{K1}$  (obr. 3.9), z čehož byly spočítány napjatosti  $\sigma_0$  a  $\sigma_1$  dle vztahu 4.1 (tab. 4.2).

Nakonec byly stanoveny převodní konstanty  $m_0$  a  $m_1$ , které slouží pro přepočet síly  $F_z$  na napjatost v místech umístění tenzometrů na horní rámové trubce (tab. 4.2).

Převodní konstanta  $m_0$ :

$$m_0 = \frac{\sigma_0}{U_{K0}} = \frac{8,60}{1,0 \cdot 10^{-5}} = 3,47 \cdot 10^{-3} \quad (4.2)$$

Tab. 4.2 Hodnoty napjatostí  $\sigma_0$  a  $\sigma_1$  a měřítka  $m_0$  a  $m_1$  pro  $F_z = 2472,5$  [N]

| DATA   | $F_z$ [kN] | $U_{k0}$ [V]            | $U_{K1}$ [V]            | $\sigma_0$ [MPa] | $\sigma_1$ [MPa] | $m_0$ [–]               | $m_1$ [–]                |
|--------|------------|-------------------------|-------------------------|------------------|------------------|-------------------------|--------------------------|
| BMX_44 | 2472,5     | –1,0<br>$\cdot 10^{-5}$ | –6,8<br>$\cdot 10^{-5}$ | –8,60            | –56,90           | 3,47<br>$\cdot 10^{-3}$ | 2,301<br>$\cdot 10^{-2}$ |

Aktuální hodnota napjatosti  $\sigma_0$  v průběhu jízdy tedy bude:

$$\sigma_0 = F_z \cdot m_0 \text{ [MPa]} \quad (4.3)$$

kde

$F_z$  je aktuální síla působící na zadní kolo, obdobně je určena napjatost  $\sigma_1$ .

V tab. 4.4 jsou uvedeny hodnoty napjatostí určené dle tenzometrů pro zatížení  $F_z = 1224,4$  [N] a  $F_p = 486,7$  [N] ( $\frac{F_p}{F_z} = 0,4$ ), (těmito silami bude zatížen virtuální MKP model).

Tab. 4.4 Hodnoty napjatostí v místě umístění tenzometrů pro  $F_z = 1224,4$  [N] a  $F_p = 486,7$  [N]

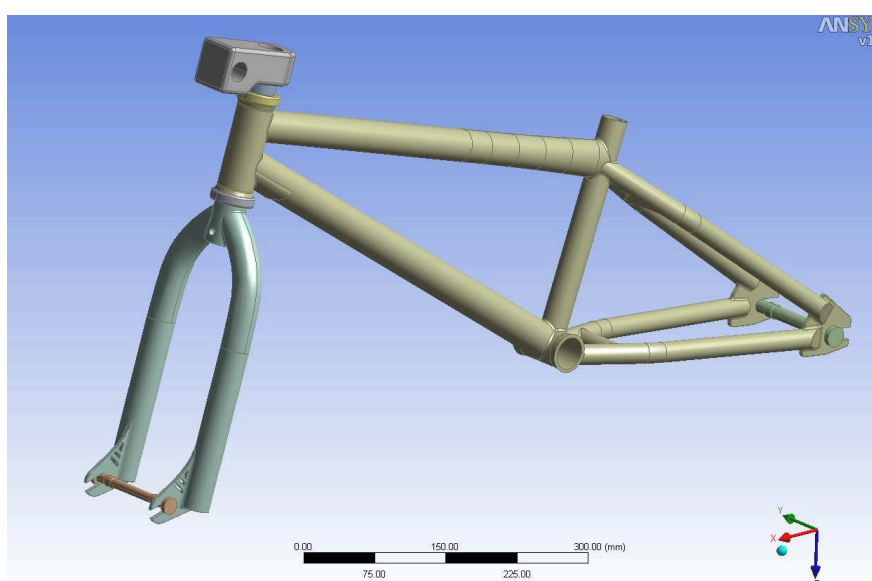
| $\sigma_0$ [MPa] | $\sigma_1$ [MPa] | $\sigma_4$ [MPa] | $\sigma_5$ [MPa] |
|------------------|------------------|------------------|------------------|
| –4,26            | –28,18           | 11,52            | –8,15            |

### 4.1.2 Virtuální model MKP

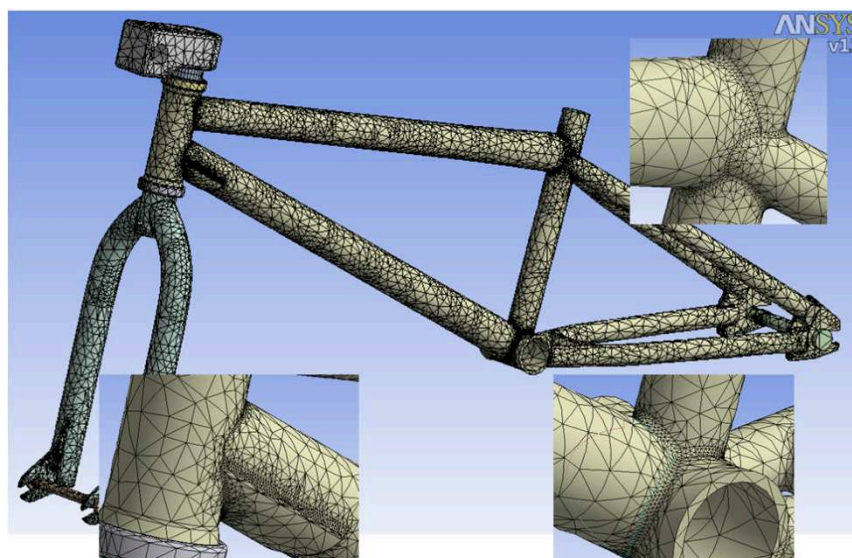
Aby byla ověřena správnost zadání okrajových podmínek ve virtuálním MKP modelu, měly by se shodovat hodnoty napjatostí dle MKP s hodnotami napjatostí změřených tenzometry (tab. 4.4). Pevnostní analýzu jsem provedl v programu [12].

Na obr. 4.1 je výpočtový model, do kterého byly zahrnuty jen komponenty nutné pro výpočet, (rám, osy kol, zjednodušené hlavové složení a představec). Místa svarů na rámu jsem zaoblil poloměrem  $r = 2 \text{ [mm]}$ .

Na obr. 4.2 je vytvořená síť. Tato síť byla zhuštěna v místech zaoblení (svarů) pro dosažení přesnějších výsledků.

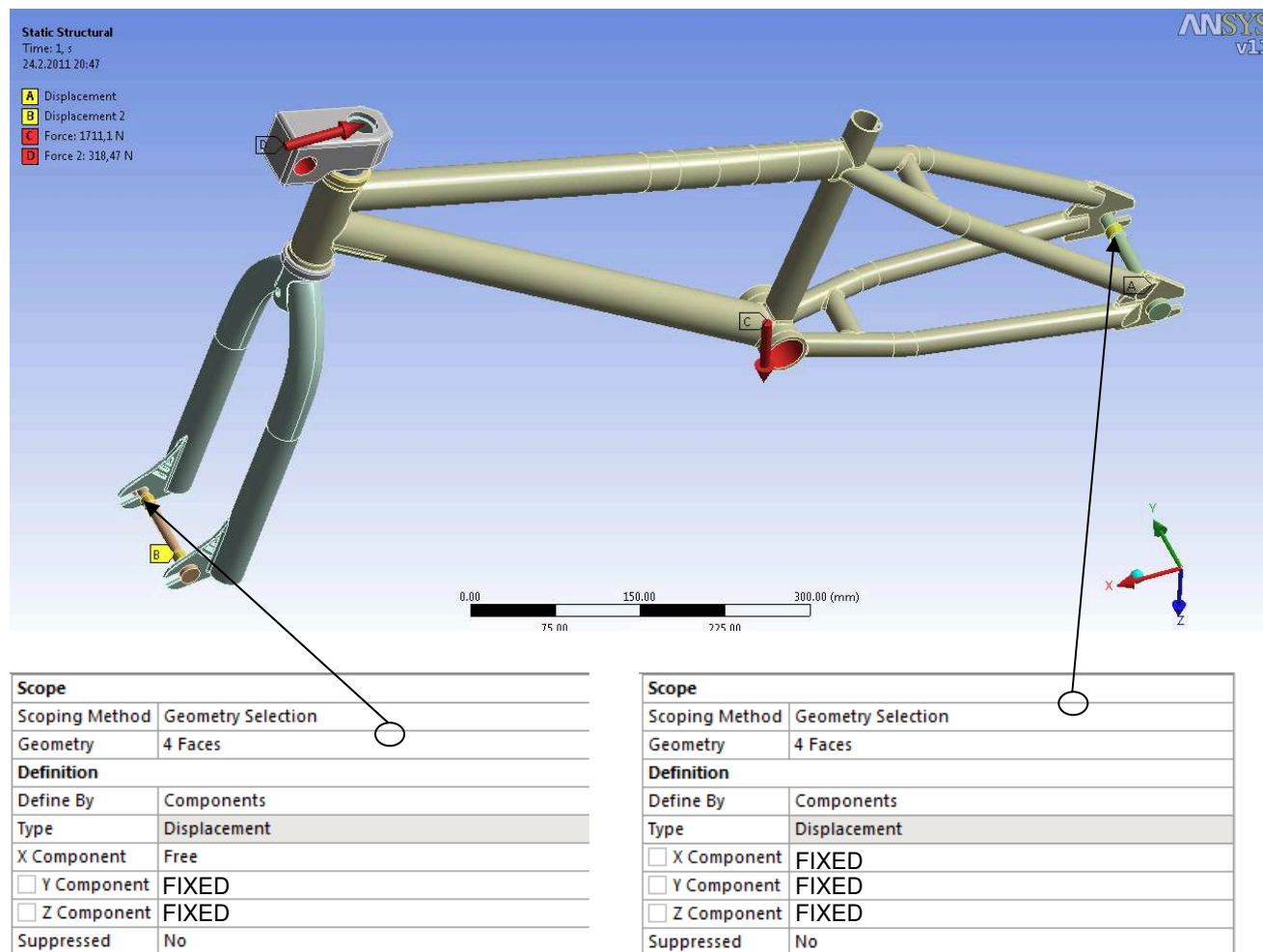


Obr. 4.1 Výpočtový model



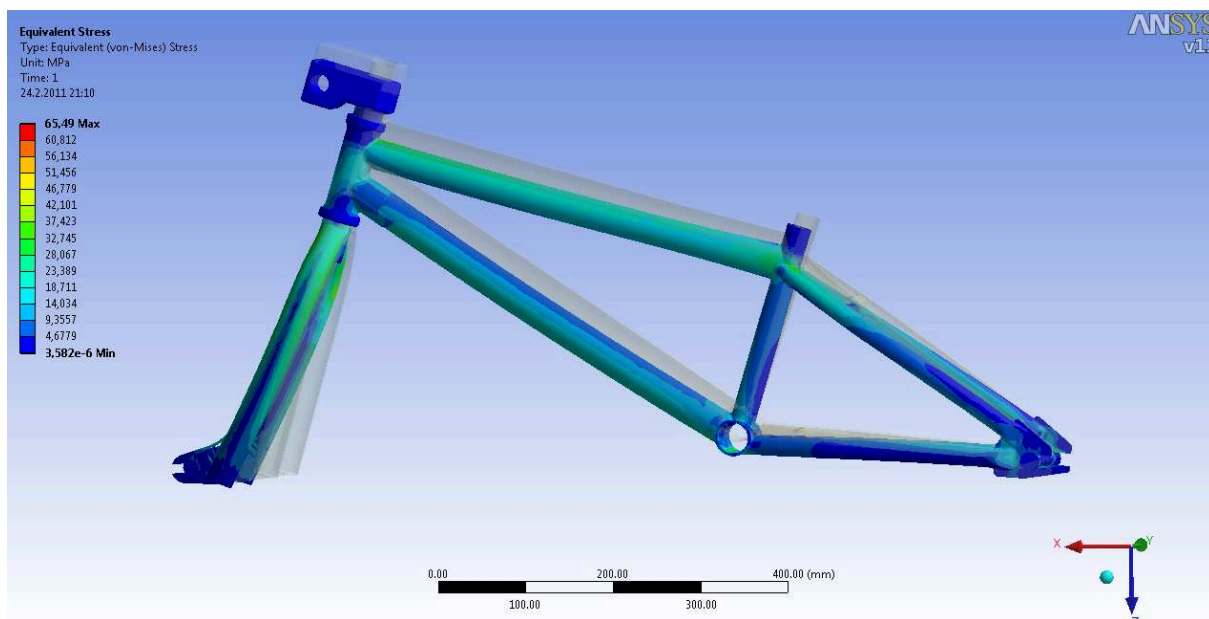
Obr. 4.2 Vytvořená síť

Dále byly zvoleny okrajové podmínky. Po různých variantách okrajových podmínek, se ukázalo jako nejlepší řešení umístění vazeb do os kol, zatížení do bodu rámu  $s$  silou  $R_s = 1711,1 \text{ [N]}$  a do představce silou  $F_R = 318,47 \text{ [N]}$  (tyto síly byly počítány v kapitole 3.5). Zvolené typy vazeb zabraňují posuvům ve zvolených směrech a umožňují rotace kolem všech os souřadného systému (obr. 4.3).

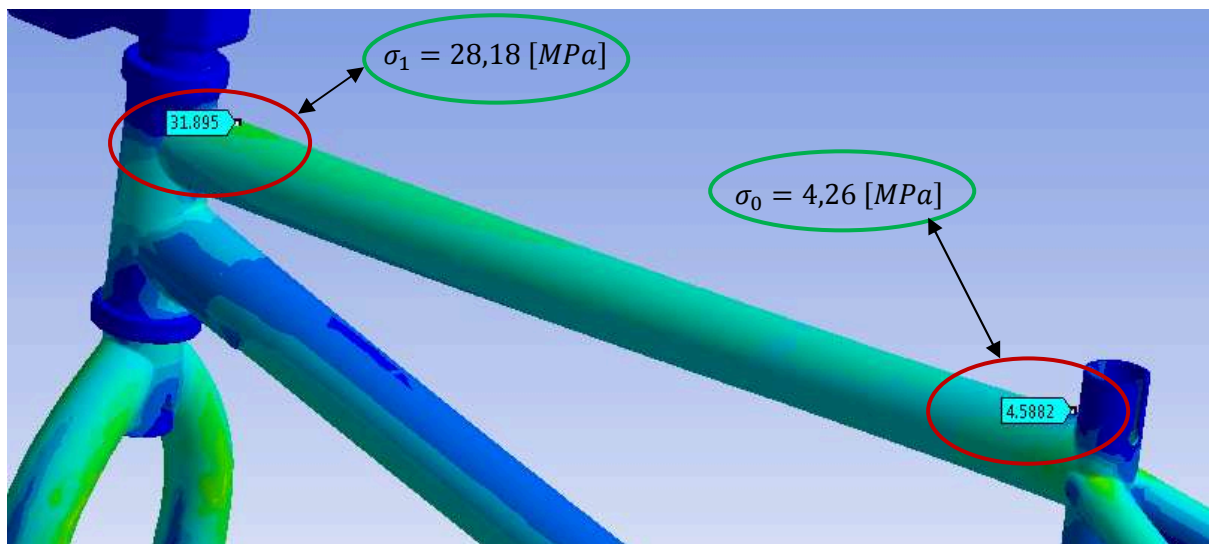


Obr. 4.3 Volba okrajových podmínek

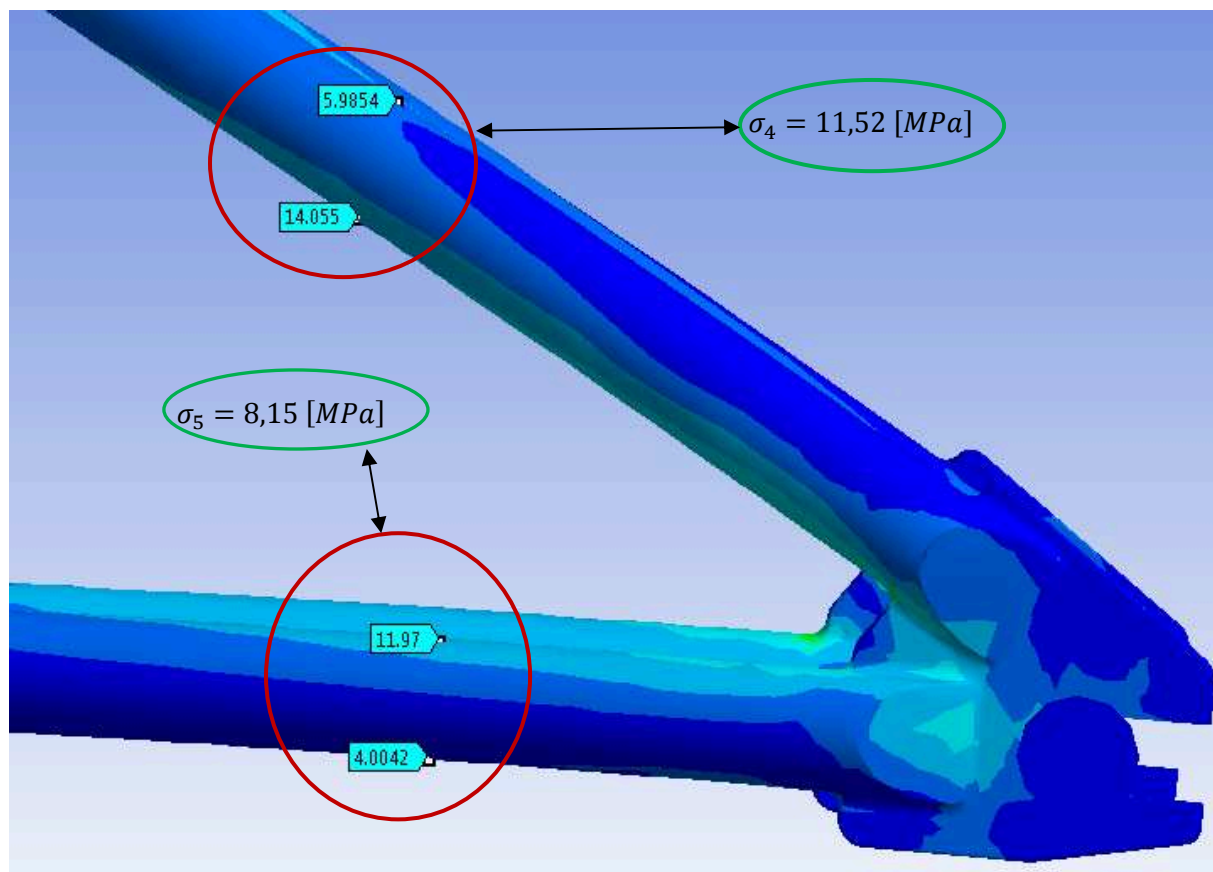
Na obr. 4.4, obr. 4.5 je průběh vypočteného napětí na modelu rámu. Napětí vypočtené jak podle MKP, tak napětí naměřené dle tenzometrů se téměř shoduje. U napětí spočteného dle MKP na zadní stavbě rámu bylo nutno zprůměrovat hodnot napjatosti na horní a spodní straně trubky, tak aby se daly srovnávat s napjatostí změřenou dle tenzometrů (obr. 4.6).



Obr. 4.4 Napětí vypočtené dle MKP a tvar rámu při deformaci



Obr. 4.5 Srovnání napjatosti vypočtené dle MKP s napjatostí naměřenou dle tenzometrů na horní trubce rámu (hodnoty napjatostí [MPa] červeně zakroužkované – dle MKP, hodnoty napjatostí zeleně zakroužkované – změřeno)



Obr. 4.6 Srovnání napjatosti vypočtené dle MKP s napjatostí naměřenou dle tenzometrů na zadní stavbě rámu (hodnoty napjatostí [MPa] červeně zakroužkované – dle MKP, hodnoty napjatostí zeleně zakroužkované – změřeno)

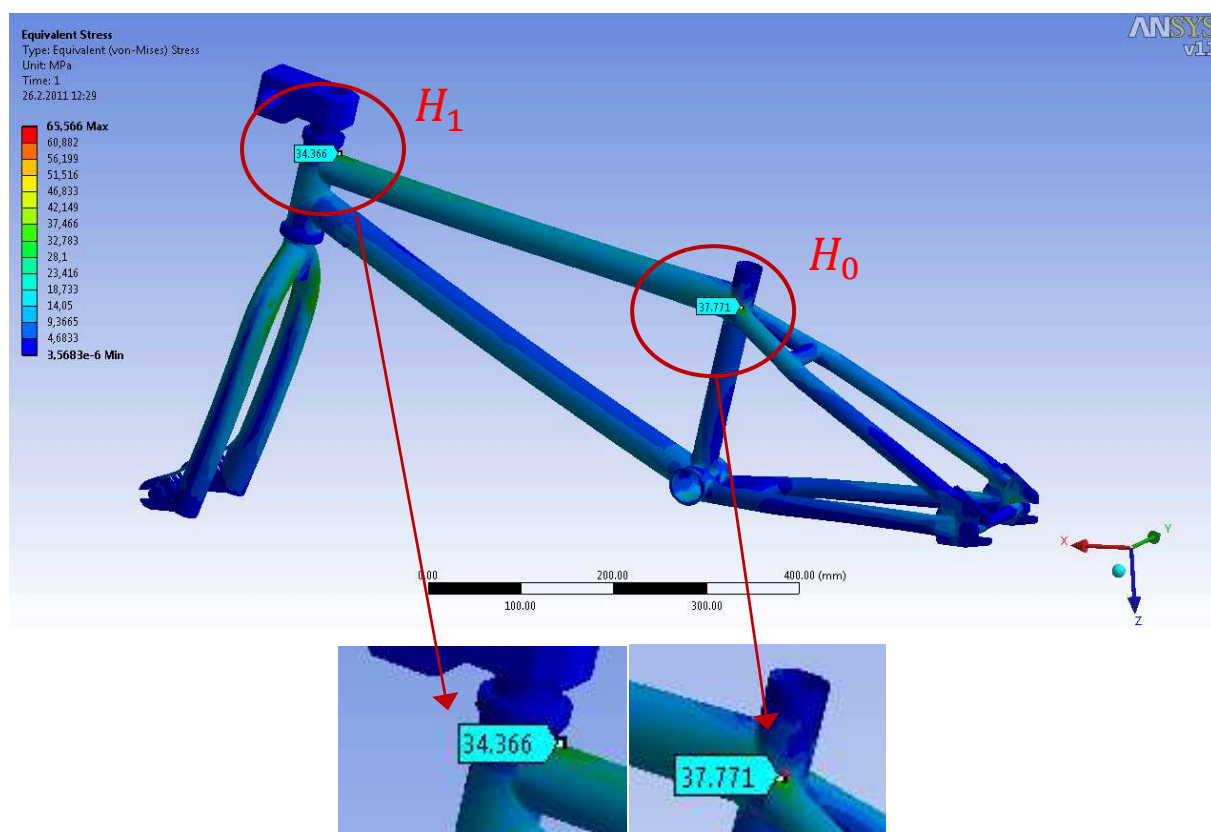
Ve virtuálním MKP modelu byly tedy okrajové podmínky zadány správně. Těchto okrajových podmínek bylo využito pro pevnostní analýzu nového rámu.

## 4.2 Kontrolovaná místa rámu

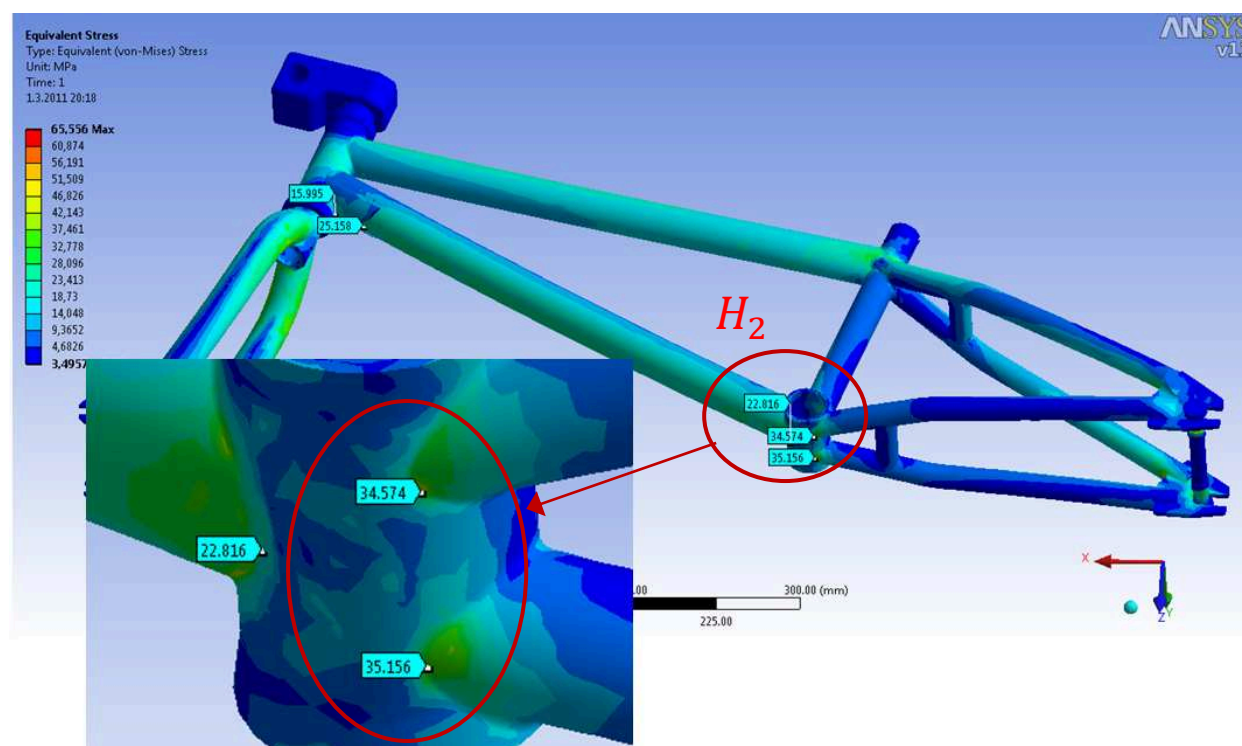
Na základě MKP modelu vytvořeného v předchozí kapitole byla stanovena místa se zvýšenou koncentrací napětí. Tato místa jsou u hlavové trubky v místě svaru rámu  $H_1$ , dále u sedlové trubky v horní části  $H_0$  (obr. 4.7) a u středové trubky rámu  $H_2$  (obr. 4.8).

Ze záznamu jízd bylo ale patrné, že únavovým namáháním je převážně tah. Místa  $H_0$  a  $H_1$  jsou namáhána převážně tlakovým zatížením. Tahovým zatížením je namáháno místo  $H_2$ , proto jsem pevnostně kontroloval právě toto místo.





Obr. 4.7 Místa se zvýšenou koncentrací napětí  $H_0$  a  $H_1$ , napětí v MPa



Obr. 4.8 Kritické místo u středu rámu  $H_2$ , napětí v MPa



### 4.3 Životnost kontrolovaného místa

Životnost rámu byla počítána pro kritické místo  $H_2$  stanovené v předchozí kapitole. Napětí v těchto místech bylo závislé na zatížení, které na rám působí. Dále bylo proto nutné stanovit převodní konstantu mezi silami v kolech a napětím v  $H_2$ .

Převodní konstanta byla stanovena pro zátěžný stav  $F_p = 486,7 \text{ [N]}$  a  $F_z = 1224,7 \text{ [N]}$  ( $F_p$  a  $F_z$  jsou v poměru 0,4), při kterém platí  $\sigma_{H2} = 35,156 \text{ [MPa]}$  (obr. 4.8). V tab. 4.5 jsou uvedeny převodní konstanty  $m_p$  (určeno dle  $F_p$ ) a  $m_z$  (určeno dle  $F_z$ ).

Převodní konstanta  $m_p$  (určena dle  $F_p$ ):

$$m_p = \frac{\sigma_{H2}}{F_p} = \frac{35,156}{486,7} = 0,0722 \quad (4.4)$$

Aktuální hodnota napětí  $\sigma_{H2}$  v místě  $H_2$  v průběhu jízdy dle  $F_p$ :

$$\sigma_{H2} = F_p \cdot m_p \quad (4.5)$$

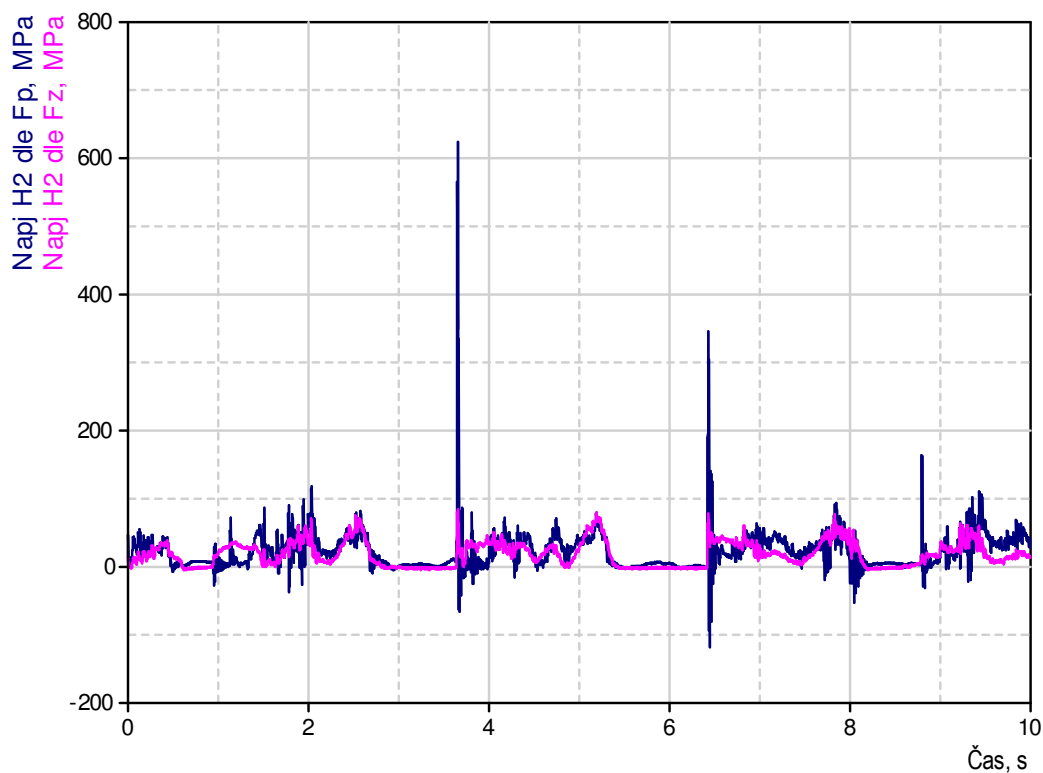
kde

$F_p$ ... je aktuální hodnota síly působící na přední kolo.

Tab. 4.5 Převodní konstanty  $m_p$  a  $m_z$

|       | $F_p \text{ [N]}$ | $F_z \text{ [N]}$ | $\sigma_{H2} \text{ [MPa]}$ | $m_p$  | $m_z$  |
|-------|-------------------|-------------------|-----------------------------|--------|--------|
| $H_2$ | 486,7             | 1224,7            | 35,2                        | 0,0722 | 0,0287 |

Na obr. 4.9 je průběh napětí v místě  $H_2$  dle síly  $F_p$  a  $F_z$ . Je patrné, že se oba průběhy úplně neshodují. Je to způsobeno tím, že síly  $F_p$  a  $F_z$  nejsou ve stálém poměru 0,4. Průběh napětí v místě  $H_2$  dle  $F_p$  udává vyšší hodnoty, a proto jsem dále uvažoval právě tento průběh napětí.



Obr. 4.9 Průběh napětí v místě  $H_2$  dle sil  $F_p$  a  $F_z$

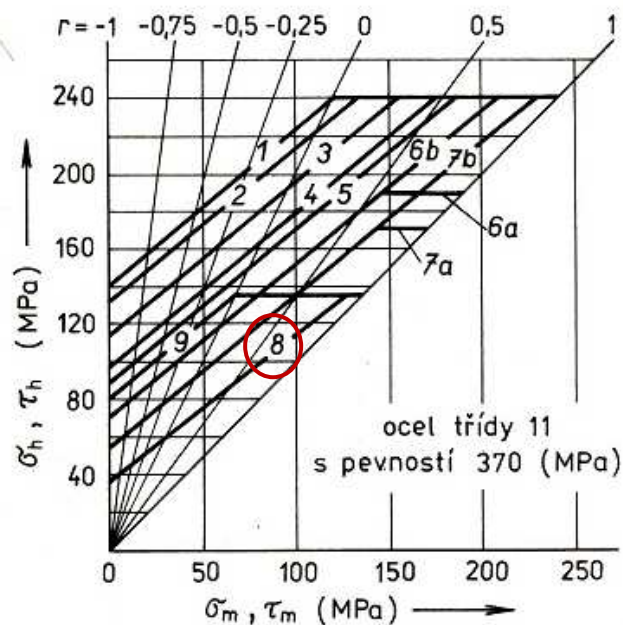
Takto získaný průběh napětí bylo pak možno použít do výpočtu stupně poškození součástí v kritickém místě  $H_2$  pomocí amplitudové schematizace.

Vlastní schematizace zátěžného spektra byla provedena pomocí metody Rainflow s následným výpočtem stupně poškození. Vstupní hodnoty pro výpočet jsou uvedeny v tab. 4.6.

Tab. 4.6 Materiálové parametry pro životností výpočet

|                |                |
|----------------|----------------|
| $\sigma_{c,s}$ | 38             |
| $N_{lim}$      | $2 \cdot 10^6$ |
| $q$            | 3              |
| $w$            | 5              |

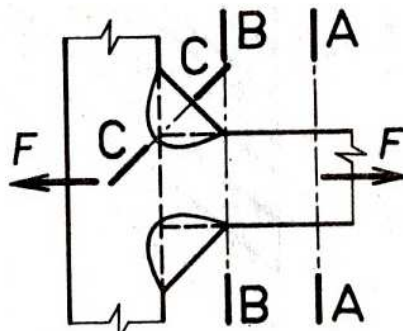
Mez únavy pro kontrolované místo  $H_2$ , které je ve svaru, byla určena dle literatury [1]. Podle Smithova diagramu (obr. 4.10) byla odečtena mez únavy  $\sigma_{c,s} = 38 [MPa]$  pro ocel třídy 11 o pevnosti 370 [MPa]. Uvažoval jsem křivku č.8, protože tato křivka platí pro koutový svar namáhaný tahem a pro kritický nosný průřez svaru  $C - C$  (obr. 4.11 a obr. 4.12).



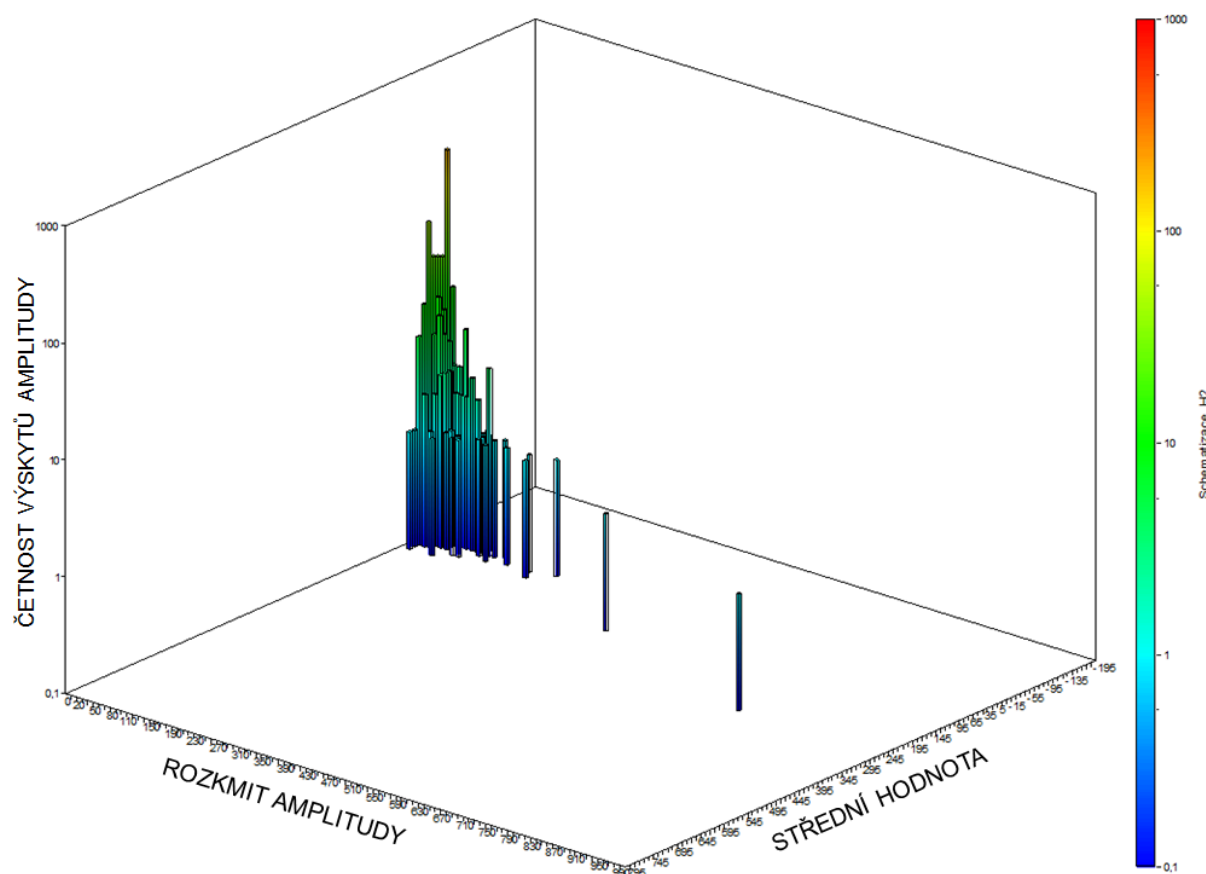
Obr. 4.10 Smithův diagram pro stanovení meze únavy a pro  $N=2 \cdot 10^6$  cyklů, [1]

| Druh spoje | Zatížení                  | Třída provedení | Označení čáry příslušné řezu <sup>1)</sup> |        |        |
|------------|---------------------------|-----------------|--|--------|--------|
|            |                           |                 | A – A                                      | B – B  | C – C  |
|            | $\sigma_1$<br>(tah, tlak) | BD<br>CD        | 1<br>1                                     | 4<br>5 | –<br>– |
|            | $\sigma_2$<br>(tah, tlak) | BD              | 1  | 3      | 3      |
|            | $\sigma_3$<br>(tah, tlak) | CD              | 1  | 6b     | 8      |

Obr. 4.11 Určení čáry udávající mez únavy ve Smithově diagramu [1]



Obr. 4.12 Průřezy koutového svaru [1]



Obr. 4.13 Schematizace zátěžného spektra dle metody Rainflow

Při vyhodnocení byl vždy samostatně vyhodnocen stupeň poškození z každého záznamu, a to podle Haibachovi hypotézy, která je dle literatury [6] vhodná pro svařované konstrukce. Příklad vyhodnocení jednoho záznamu je v tab. 4.7.

První sloupec přepočítává výsledky schematizace na hodnotu amplitudy  $\sigma_{ai}$ . Z hlediska mechanických vlastností oceli, ze které je rám svařen (11 370), se při výpočtu stupně poškození dle literatury [6] uvažuje, že poškozující účinky mají pouze amplitudy  $\sigma_{ai}$  a ne střední hodnoty napětí  $\sigma_{mi}$ .

V následujících sloupcích je prováděn výpočet stupně poškození  $D_i$  z každé neschematizované amplitudy podle podmínek hypotézy Haibach. Hodnota  $N_{wi}$  je počet cyklů do poškození součásti. Exponent  $q$  nebo  $w$ , určuje sklon Wöhlerovy křivky pod a nad mezí únavy  $\sigma_{C,S}$ .

Tab. 4.7 Výpočet stupně poškození z Rainflow pro záznam BMX\_33

| Amplituda $\sigma_{ai}$ | Počet cyklů $N_{W,i}$ | Exponent $q, w$ | Stupeň poškození $D_i$ |
|-------------------------|-----------------------|-----------------|------------------------|
| 0                       | 0                     | 5               | 0,00E+00               |
| 3,173                   | 370                   | 5               | 7,51E-10               |
| 6,346                   | 55                    | 5               | 3,57E-09               |
| 9,519                   | 27                    | 5               | 1,33E-08               |
| 12,692                  | 19                    | 5               | 3,95E-08               |
| 15,865                  | 13                    | 5               | 8,25E-08               |
| 19,038                  | 7                     | 5               | 1,10E-07               |
| 22,211                  | 7                     | 5               | 2,39E-07               |
| 25,384                  | 6                     | 5               | 3,99E-07               |
| 28,557                  | 2                     | 5               | 2,40E-07               |
| 31,73                   | 2                     | 5               | 4,06E-07               |
| 34,903                  | 1                     | 5               | 3,27E-07               |
| 38,076                  | 1                     | 3               | 5,03E-07               |
| 41,249                  | 1                     | 3               | 6,40E-07               |
| 44,422                  | 0                     | 3               | 0,00E+00               |
| 47,595                  | 3                     | 3               | 2,95E-06               |
| 50,768                  | 0                     | 3               | 0,00E+00               |
| 53,941                  | 0                     | 3               | 0,00E+00               |
| 57,114                  | 1                     | 3               | 1,70E-06               |
| 60,287                  | 1                     | 3               | 2,00E-06               |

V tab. 4.7 je zobrazeno prvních 20 hodnot z výsledků schematizace, kterých je celkem 100 amplitud cyklů.

Výsledný stupeň poškození kontrolovaného místa  $H_2$  od jízdy BMX\_33 je dán součtem hodnot ve sloupci  $D_i$ . Výsledný stupeň poškození (součet  $D_i$ ) z této jízdy  $D_{BMX_{33}}$ , počet jízd do poškození  $j_{p,BMX_{33}}$ , čas jízdy  $t_{BMX_{33}}$  a počet hodin do poškození  $t_{p,BMX_{33}}$  pro tento záznam jsou uvedeny v tab. 4.8

Tab. 4.8 Výsledky životnosti pro záznam BMX\_33

|   |          |
|---|----------|
| $D_{BMX_{33}}$                                | 8,89E-05 |
| $j_{p,BMX_{33}} = 1/D_{BMX_{33}}$             | 11244,9  |
| $t_{BMX_{33}}$ [s]                            | 10       |
| $t_{p,BMX_{33}} = j_K \cdot t_{BMX_{33}}$ [s] | 112448,5 |
| $t_{p,BMX_{33}}$ [hod]                        | 31,24    |

Dalším krokem bylo vyhodnocení celkového stupně poškození, který se stanovil součtem stupňů poškození z jednotlivých jízd. Výsledky jsou uvedeny v tab. 4.9

Tab. 4.9 Výsledky schematizace Rainflow podle Haibacha pro  $H_2$

| Jízda                   | Čas jízdy [s] | Podíl na celk. stupni poškození - původní rám |
|-------------------------|---------------|---|
| BMX_33                  | 11            | 8,89E-05                                      |
| BMX_34                  | 10            | 1,62E-04                                      |
| BMX_35                  | 11            | 1,12E-04                                      |
| BMX_38                  | 10            | 7,12E-05                                      |
| BMX_39                  | 10            | 1,35E-04                                      |
| BMX_40                  | 11            | 1,78E-04                                      |
| BMX_41                  | 11            | 6,01E-04                                      |
| BMX_42                  | 11            | 3,09E-04                                      |
| BMX_43                  | 11            | 2,04E-04                                      |
| Celk. stupeň poškození  |               | 1,86E-03                                      |
| Počet jízd do poškození |               | 537,4   |
| Celk. čas jízd [s]      |               | 96,0  |
| Čas do poškození [s]    |               | 51590,1                                       |
| To je hodin             |               | 14,3  |

Je patrné, že hlavní podíl na poškozování má druhá polovina jízd  $BMX_{40} - BMX_{43}$ . Tyto jízdy odpovídají jízdě spíše začátečníka. V případě pokročilého jezdce nebo profesionála se tyto jízdy vyskytují s menší četností.

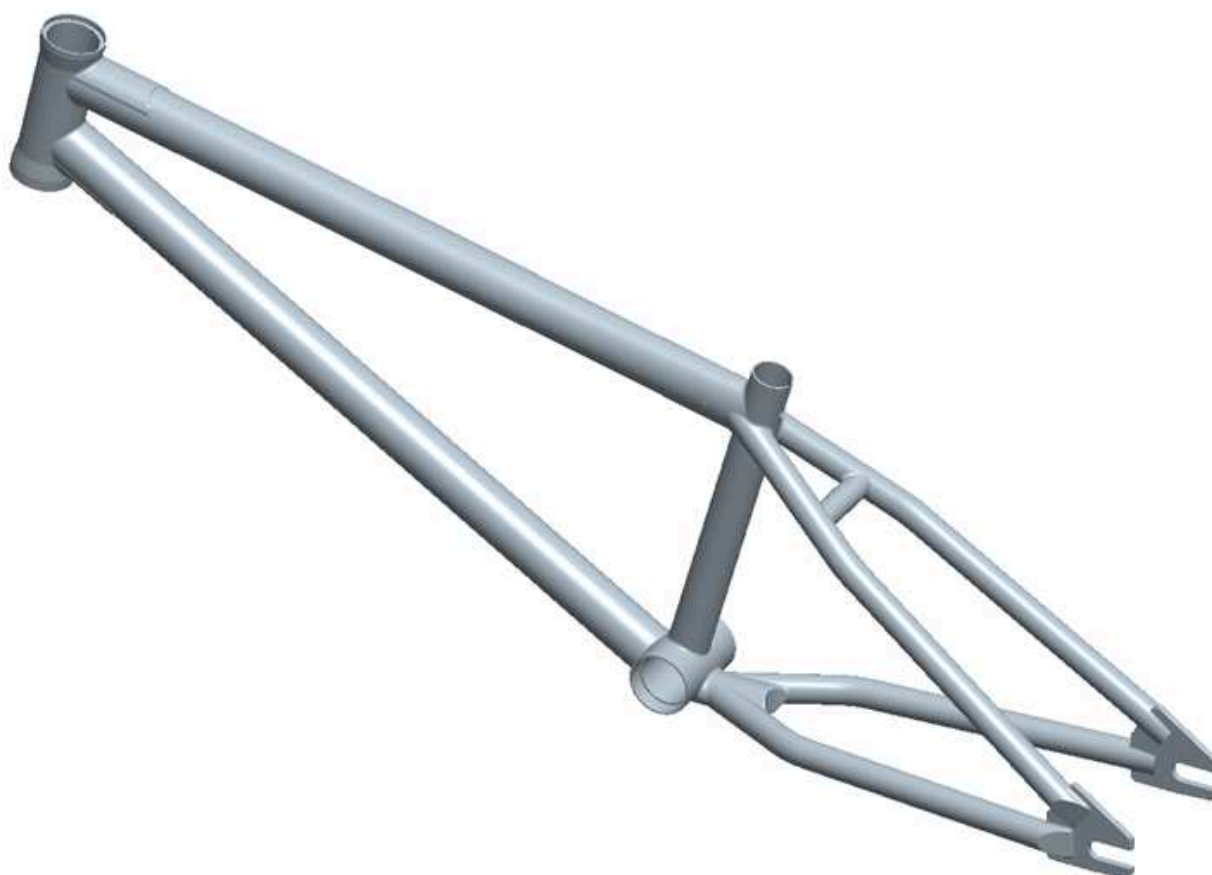
## 5 Návrh nového rámu

Při návrhu konstrukce nového rámu jsem se zaměřil na místo u středové trubky rámu, které se ukázalo jako nejvíce kritické, vhodnou úpravou jsem snížil napětí v tomto místě a tím zvýšil životnost rámu.

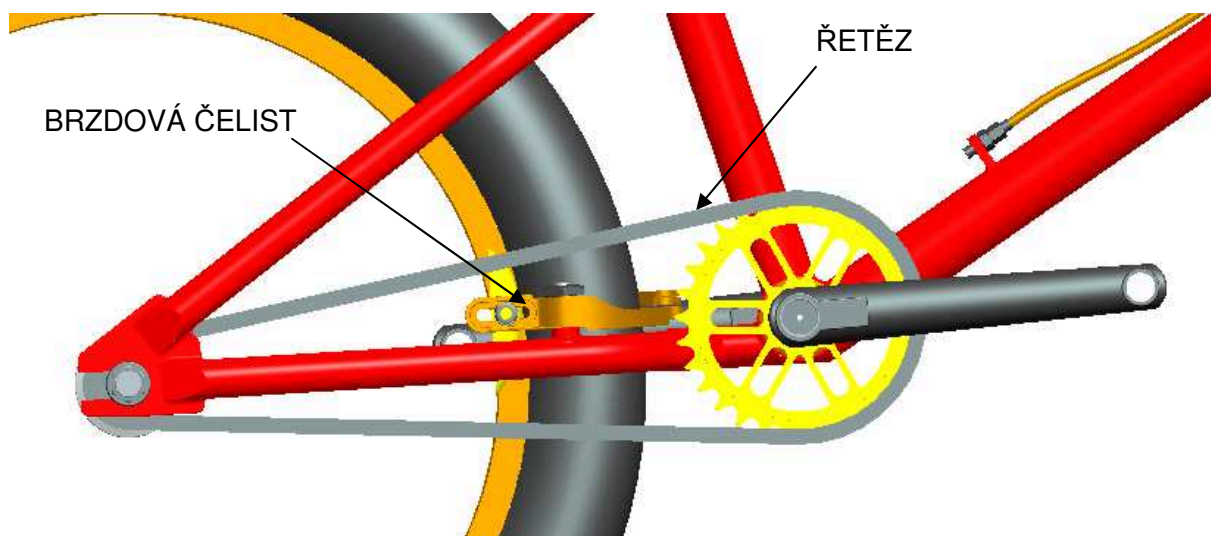
### 5.1 Návrh nové konstrukce rámu

Jednou z variant snížení napětí v kritickém místě bylo použití v konstrukci rámu tzv. „monostay“, který je spojen částečně se spodní rámovou trubkou. Toto řešení má i další výhody.

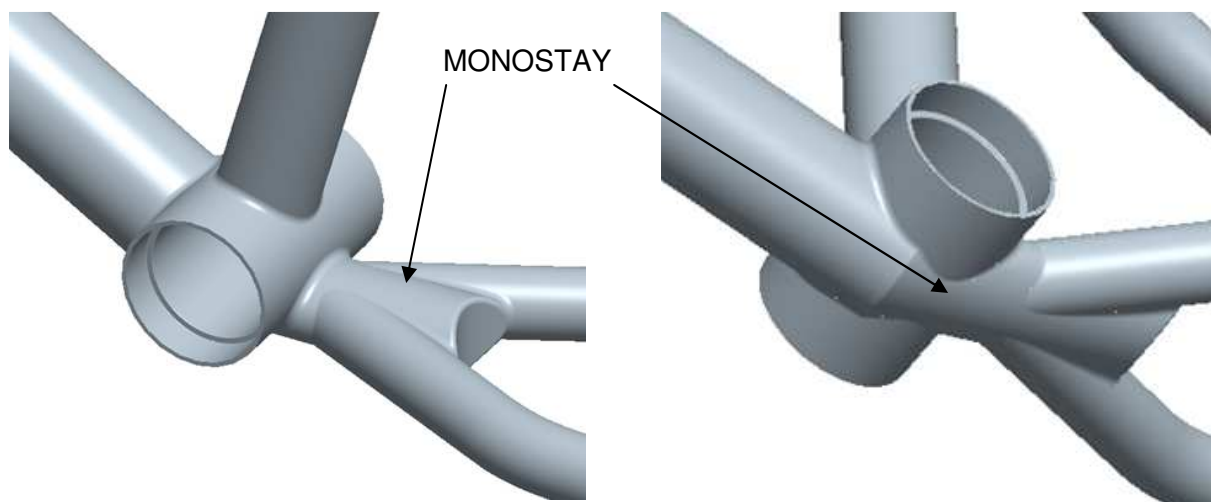
První výhodou je možnost použití pneumatiky větší šířky. Současný rám umožňuje použití pneumatiky o šířce maximálně 2,1". U nově vyvíjeného rámu bude možno použít pneumatiku i o šířce 2,3". Dále pokud je brzda umístěna na spodní části zadní stavby, nachází se ve výhodnější pozici, protože je více vzdálena od řetězu (posunuta níže díky níže posunutému „monostay“), a je sníženo riziko kontaktu řetězu s brzdovou čelistí (obr. 5.2). Na obr. 5.3 je vidět konstrukční úprava v místě středové trubky.



*Obr. 5.1 Model nového rámu*



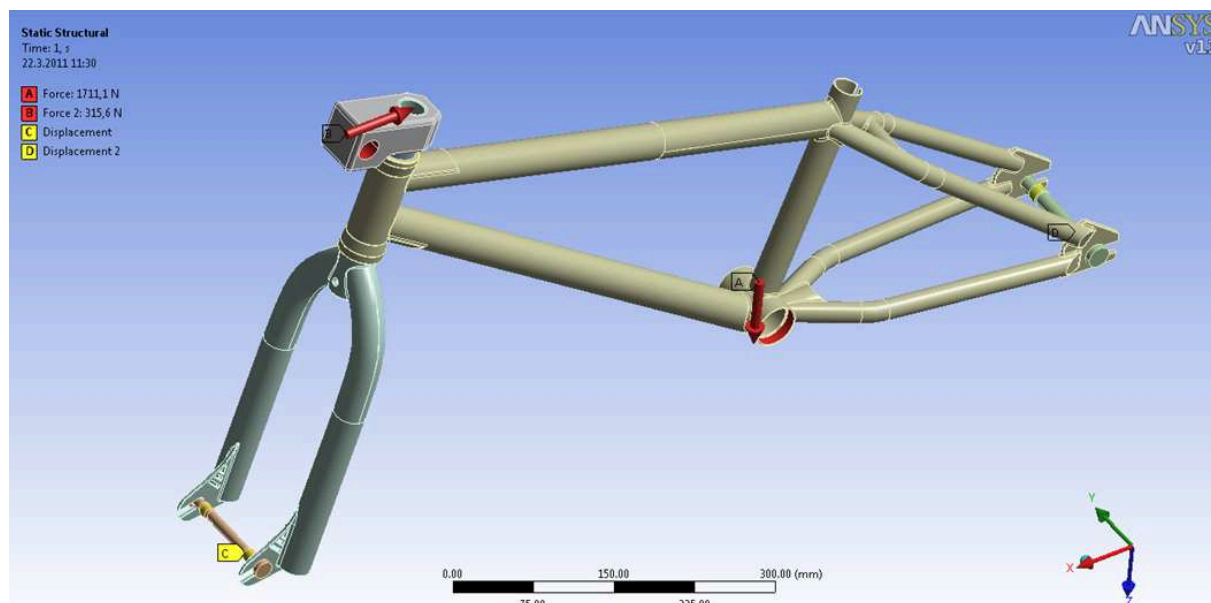
*Obr. 5.2 Nižší poloha brzdy*



*Obr. 5.3 Detail konstrukční úpravy v místě středové trubky*

Následně byla u tohoto modelu nového rámu provedena MKP analýza, kde byly použity stejné okrajové podmínky, jako u modelu starého rámu – kapitola 4.1.2.

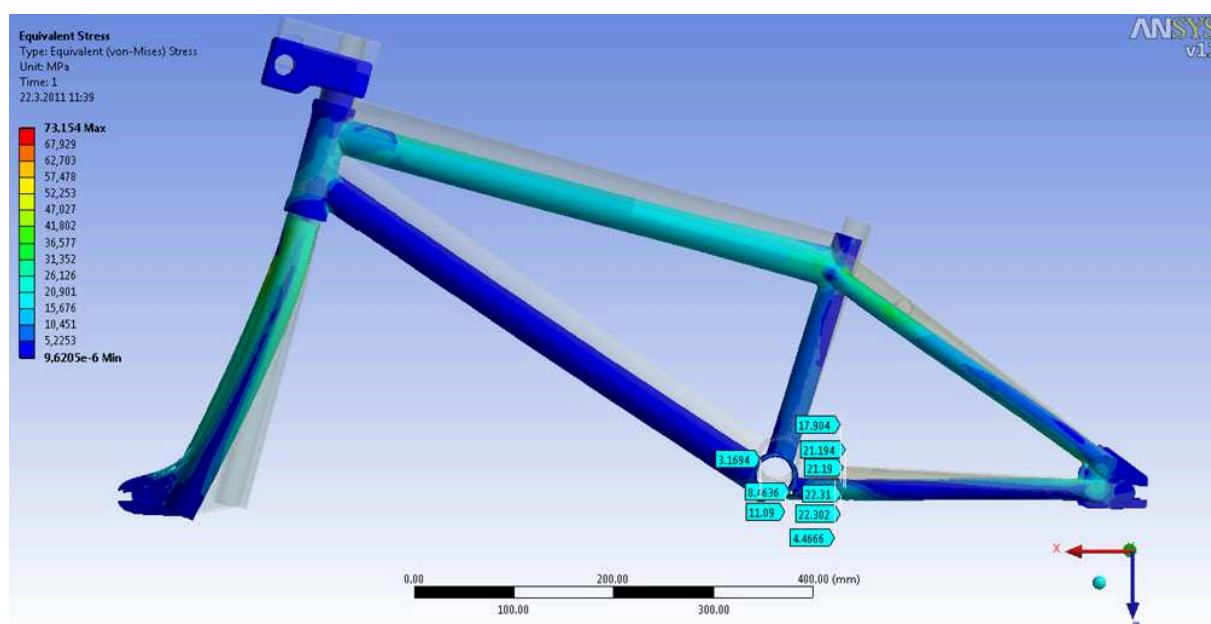




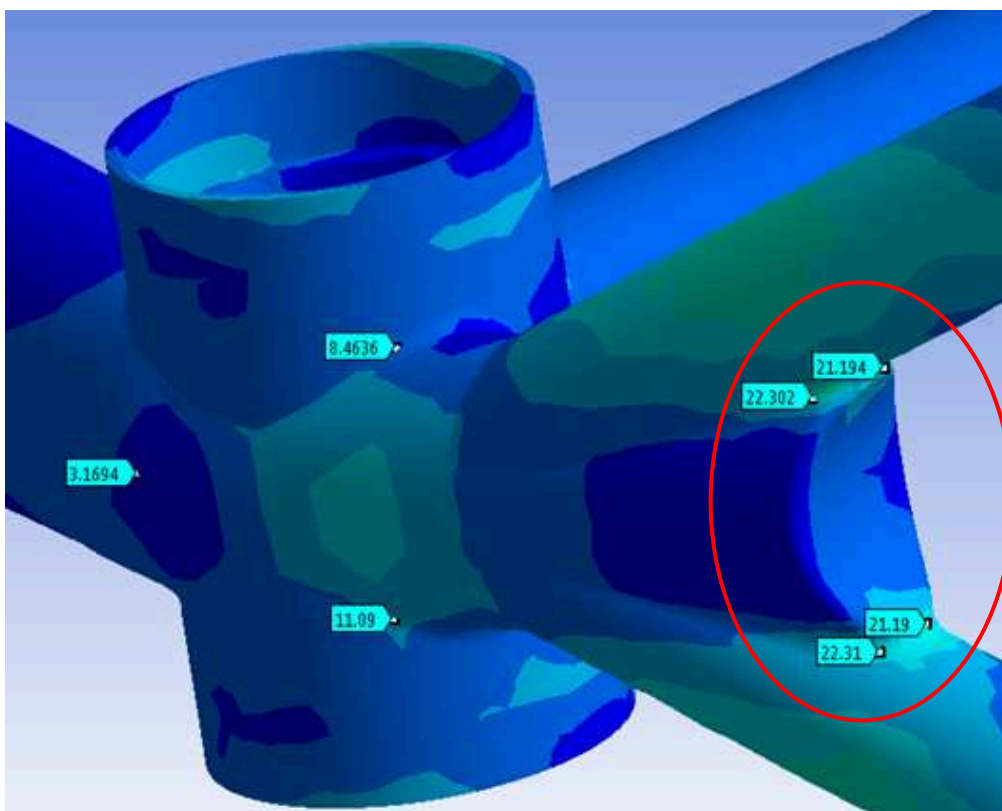
Obr. 5.4 Volba okrajových podmínek

Z obr. 5.6 je patrné, že napětí v místě středové trubky bylo výrazně sníženo. U rámu původní konstrukce (obr. 4.8) vznikalo ve svaru max. napětí  $35 \text{ [MPa]}$  a u současného rámu bylo sníženo na  $22 \text{ [MPa]}$ .

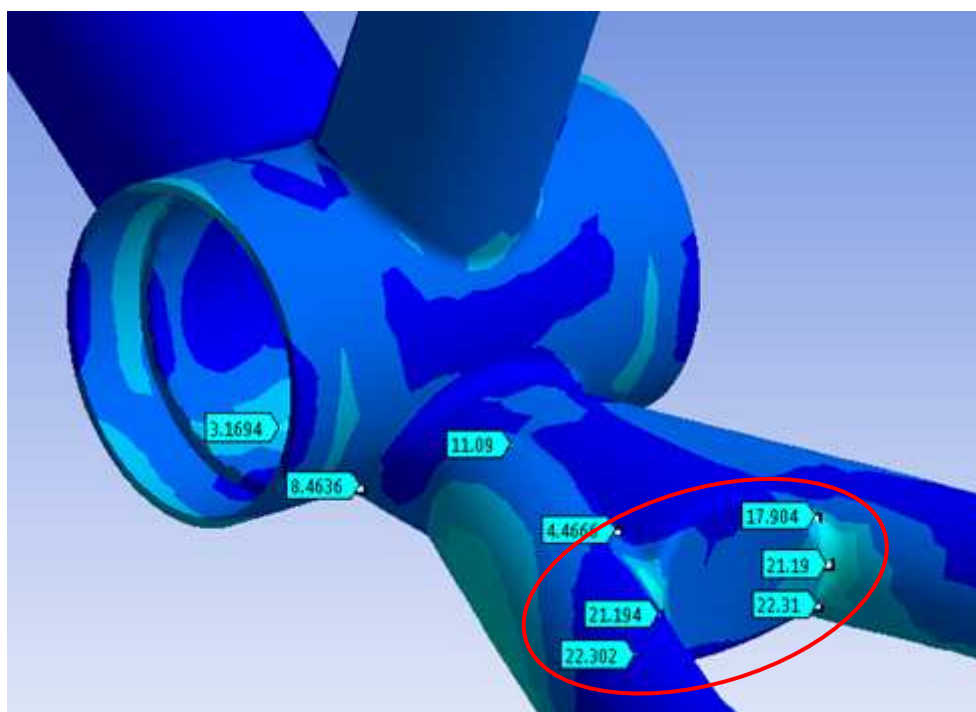
Kritickým místem na novém rámu je  $H_3$ . Pro toto místo byla následně počítána životnost rámu.



Obr. 5.5 Napětí vypočtené dle MKP a tvar rámu při deformaci



Obr. 5.6 Napětí v místě středové trubky po úpravě a kritické místo  $H_3$ , [MPa]



Obr. 5.7 Napětí v místě středové trubky po úpravě [MPa]

## 5.2 Životnost kontrolovaného místa

Kritickým místem na nově navrhnutém rámu je místo  $H_3$ , které se nachází u středové trubky.

Při výpočtu životnosti stačilo pouze snížit amplitudy  $\sigma_{ai}$  z tab. 4.7 v poměru:

$$p_k = \frac{\sigma_{H2}}{\sigma_{H3}} = \frac{22,310}{35,156} = 0,6346 \quad (5.1)$$

V tab. 4.7 tedy byly amplitudy  $\sigma_{ai}$  vynásobeny konstantou  $p_k$  a z toho byl určen stupeň poškození z dané jízdy, který platí pro návrh nového rámu. V tab. 5.1 byl opět vyhodnocen záznam z jízdy *BMX\_33\_new* (pro nový rám) a pro srovnání jsou zde uvedeny i hodnoty pro původní rám *BMX\_33* ( $t_p$  je čas do poškození).

V tab. 5.2 je vyhodnocení celkového stupně poškození a životnost pro nový rám, pro srovnání jsou zde uvedeny i hodnoty pro původní rám. Je zde zřejmé, že danou úpravou byla podstatně zvýšena životnost rámu.

Tab. 5.1 Výsledky životnosti pro záznam *BMX\_33* a *BMX\_33\_new*

|   | <b><i>BMX_33</i></b> | <b><i>BMX_33_new</i></b> |
|---|----------------------|--------------------------|
| <b><i>D</i></b>                           | 8,89E-05             | 5,02E-05                 |
| <b><math>j_p = 1/D</math></b>             | 11244,85             | 19925,72                 |
| <b><i>t</i></b> [s]                       | 10                   |                          |
| <b><math>t_p = j_p \cdot t</math></b> [s] | 112448,5             | 219182,9                 |
| <b><math>t_p</math></b> [hod]             | 31,24                | 60,88                    |

Tab. 5.2 Celkový stupeň poškození a předpokládaná životnost pro nový a původní rám

| Jízda                          | Čas jízdy [s] | Podíl na celk. stupni poškození - původní rám | Podíl na celk. stupni poškození - nový rám |
|--------------------------------|---------------|---|--|
| <b>BMX_33</b>                  | 11            | 8,89E-05                                      | 2,11E-05                                   |
| <b>BMX_34</b>                  | 10            | 1,62E-04                                      | 3,99E-05                                   |
| <b>BMX_35</b>                  | 11            | 1,12E-04                                      | 2,71E-05                                   |
| <b>BMX_38</b>                  | 10            | 7,12E-05                                      | 1,65E-05                                   |
| <b>BMX_39</b>                  | 10            | 1,35E-04                                      | 3,29E-05                                   |
| <b>BMX_40</b>                  | 11            | 1,78E-04                                      | 4,35E-05                                   |
| <b>BMX_41</b>                  | 11            | 6,01E-04                                      | 7,67E-05                                   |
| <b>BMX_42</b>                  | 11            | 3,09E-04                                      | 5,02E-05                                   |
| <b>BMX_43</b>                  | 11            | 2,04E-04                                      | 1,52E-04                                   |
| <b>Celk. stupeň poškození</b>  |               | 1,86E-03                                      | 4,60E-04                                   |
| <b>Počet jízd do poškození</b> |               | 537,4   | 2175,9                                     |
| <b>Celk. čas jízd</b> [s]      |               | 96,0  | 96,0                                       |
| <b>Čas do poškození</b> [s]    |               | 51590,1                                       | 208883,8                                   |
| <b>To je hodin</b>             |               | 14,3  | 58,0                                       |

## 6 Závěr

Stanovení zatížení rámu kola BMX teoreticky se ukázalo jako velmi problematické a nepřesné. Důvodem byl poměr rozložení zatížení do středu rámu a do řidítek, který se během jízdy mění. Zatížení má také silně stochastický charakter. Navíc tímto způsobem je možno určit jen předpokládané zátěžné stavy a ne zátěžné spektrum.

Protože stanovení zátěžného spektra teoreticky nebylo možné, provedl jsem reálné měření zatížení během jízdy na zvolené trase pomocí tenzometrie. Výsledky měření odpovídaly předpokládanému zatížení rámu. Nevýhodou této metody stanovení zátěžného spektra byla náročnější příprava před měřením, tzn. volba umístění snímačů, jejich instalace a nutnost mít k dispozici speciální a drahou techniku.

Virtuální model MKP byl zatížen naměřenými silami, které působily na přední a zadní kolo, podle tenzometrie. Napjatosti určené dle MKP, tak i napjatosti změřené dle tenzometrie se téměř shodovaly, čímž jsem si ověřil správnost zadání okrajových podmínek.

Na rámu současné konstrukce jsem vytipoval kritické místo, pro které jsem vytvořil zátěžné spektrum. Schematizaci zátěžného spektra jsem provedl pomocí metody Rainflow. Předpokládanou životnost 14,3 hodin jsem určil dle podmínek hypotézy Haibach.

Nový rám jsem upravil vhodnou konstrukční úpravou, kterou byla zvýšena jeho předpokládaná životnost více než trojnásobně. Dále byla snížena jeho hmotnost na 2,38 [kg] (hmotnost starého rámu je 2,85 [kg]), upravena geometrie rámu a poloha čepů zadní brzdy. Tímto jsem všechny zadané cíle práce splnil.

Práce je doplněna výrobním výkresem rámu.

## 7 Použitá literatura

- [1] Bolek, A. Kochman, J. a kol. *Části strojů – svazek 1*. Praha: SNTL, 1990.
- [2] Folta, Z. *Odporová tenzometrie*. Pracovní verze skript. Ostrava: VŠB- TU, 2009.
- [3] Folta, Z. *Příspěvek k bezpečnému navrhování strojních součástí na základě vyhodnocení provozního zatížení*, Habilitační práce. Ostrava: VŠB- TU 2004.
- [4] Jelínek, M. *Návrh rámu horského kola a jeho deformačně napěťová analýza pomocí MKP*. Diplomová práce. Brno: VUT, 2008.
- [5] Vávra, M. *Návrh lehké koloběžky o nosnosti do 100 kg*. Bakalářská práce. Ostrava: VŠB- TU 2008.
- [6] ČSN EN 1993-1-9 *Navrhování ocelových konstrukcí – část 1-9: Únava*. Praha: Český normalizační institut, 2006.
- [7] Boháček, F. *Části a mechanismy strojů I – Spoje*. Brno: VUT Brno, 1987.
- [8] Němec, J a kol. *Pružnost a pevnost ve strojírenství*. Praha: SNTL, 1989.
- [9] Drastík, F a kol. *Strojnické tabulky pro konstrukci i dílnu*. Ostrava: Montanex, 2002.

## **8 Použité programové vybavení**

[10] LabView 2010. National Instruments 2010.

[11] Pro/Engineer Wildfire 5. PTC, 2010.

[12] Ansys Workbench 11.0. Ansys, 2009

[13] FlexPro 7.0. Weisang, 2010.

[14] Microsoft Office Excel 2007. Microsoft Corporation, 2007.

## **9 Přílohy**

1. BMX - 01 - 01 (výrobní výkres rámu)